



**Estudo numérico da influência de parâmetros funcionais num
modelo de armazenamento de energia térmica em tanque único**

Sofia Fernandes Guerner Moreira

Mestrado Integrado em Engenharia da Energia e do Ambiente

Dissertação orientada por:
Professor Pedro Miguel Azevedo

Agradecimentos

A realização deste trabalho contou com o apoio de algumas pessoas a quem estou grata.

Primeiramente quero agradecer ao meu orientador, Doutor Pedro Azevedo, pela disponibilidade, acompanhamento, sugestões e ensinamentos, não só no âmbito deste trabalho, mas também, no sentido mais amplo de como se deve trabalhar em Engenharia.

Agradeço ao meu namorado o apoio e incentivo que me deu ao longo deste tempo. O seu aconselhamento sempre foi muito importante para mim quer de perto, quer à distância (durante o longo período de fusos horários distantes).

Agradeço ao Engenheiro Pablo Querol a ajuda prestada no esclarecimento de uma dúvida para a qual não tinha encontrado literatura esclarecedora.

Agradeço aos meus pais e irmão o seu contributo e ajuda prestada ao longo do meu percurso até aqui.

Agradeço aos meus amigos e colegas que, das formas mais variadas me apoiaram: Veronika, João Paulo, Jorge, Dário, Telma, Arianas, Silvana, Catarina, Sara, Egas, João Marcelo, Kate e Bruno Durão.

Resumo

O interesse no armazenamento de energia térmica, inserido nas centrais eléctricas de Energia Solar Concentrada (centrais de CSP), tem aumentado, devido à despachabilidade que o sistema de armazenamento lhes confere. A despachabilidade conferida pelo armazenamento de energia térmica melhora a integração das centrais de CSP na rede e é, também, importante para a integração na rede eléctrica da electricidade proveniente da energia eólica e a energia solar fotovoltaica [1]. Além disso, a inclusão de um sistema de armazenamento numa central CSP aumenta o seu factor de capacidade e a sua competitividade económica.

O armazenamento de energia térmica pode ser efectuado ou num sistema de dois tanques, ou num sistema de tanque único. No sistema de dois tanques, existe um tanque que armazena fluido quente e outro fluido frio. Por sua vez, no sistema de tanque único armazenam-se num só tanque dois níveis de temperatura diferentes, existindo, assim, uma zona quente e uma zona fria. De forma a melhorar a estratificação da temperatura no interior do tanque, este encontra-se cheio com material sólido (leito do tanque). Os dois materiais (o material sólido e o fluido de armazenamento) constituem o material de armazenamento de energia do tanque (HSM). O fluido à temperatura máxima é armazenado no topo do tanque, enquanto o fluido à temperatura mínima é armazenado na base do mesmo. Deste modo, na zona quente o material de armazenamento está à temperatura máxima, e na zona fria está à temperatura mínima. A zona do HSM, com temperaturas intermédias entre a máxima e a mínima, designa-se por *thermocline*. Neste trabalho, estudaram-se alguns aspectos da operação de um sistema de armazenamento de energia térmica em tanque único.

O objectivo deste trabalho é proceder aos estudos da parametrização das seguintes propriedades: a degradação do *thermocline*, a perda de carga verificada no leito do tanque e a inclusão do *ullage space* no balanço de energia do tanque, sendo que este último acabou por não ser realizado, devido à análise energética efectuada preliminarmente. Os estudos foram feitos através de um modelo unidimensional que realizou os cálculos da temperatura (criando um perfil de temperaturas) e da perda de carga, ao longo da altura do tanque, considerando as propriedades térmicas dos materiais (massa volúmica, calor específico e condutividade térmica), com dependência da temperatura.

Para o estudo da degradação do *thermocline*, foram calculados os perfis de temperatura resultantes de sucessivas operações de carga e descarga. A partir destes perfis, foi possível determinar a taxa de degradação do *thermocline*. Além disso, determinou-se a variação da altura do *thermocline* e, consequentemente, a variação da eficiência de armazenamento de energia térmica em função da duração e do número de operações de carga e descarga.

Para o estudo da perda de carga do fluido, utilizou-se a equação de Ergun para um leito de partículas não esféricas e de diferente volume que constituía o leito do tanque, tendo-se, por isso, calculado o diâmetro médio da partícula representativa. Além disso, no cálculo da perda de carga, também foram consideradas as propriedades térmicas dos materiais (massa volúmica, e viscosidade dinâmica), com dependência da temperatura.

Através dos estudos efectuados, é explicada a maior degradação do *thermocline* nas primeiras operações, e é analisada a influência da porosidade e do caudal na degradação do mesmo. Apresentam-se também os resultados da perda de carga verificada, que permitem a noção da sua ordem de grandeza e da sua variação consoante o tanque está a ser carregado ou descarregado.

Palavras-Chave: Tanque único, *thermocline*, modelo unidimensional, degradação do *thermocline*, perda de carga.

Abstract

The interest in thermal storage systems in CSP power plants has increased due to the dispatchability they give to the plants. This dispatchability improves the CSP plant's integration on the electrical grid and helps to compensate for the lack of dispatchability of wind and solar PV plants [1]. Additionally, the inclusion of a thermal storage system in a CSP plant increases its capacity factor and its economical competitiveness.

This work regards some aspects of the operation of a single tank thermal storage system. Contrary to the two-tank system, where one tank stores hot fluid and the other stores cold fluid, in the single tank system the storage of the two levels of temperature takes place inside the single tank. Moreover, unlike the two-tank system, the single tank is filled with solid filler material (the solid filler material improves the thermal stratification on the single tank). At the upper part of the tank, the heat storage material (both the solid filler material and the storage fluid) is at a high temperature since the hot fluid is stored at the top. Below the hot temperature zone, there is a low temperature zone where the cold fluid is stored. The zone of the heat storage material with intermediate temperatures between the high and low temperatures (maximum and minimum temperatures) is called the thermocline.

The aim of this work was to study the parameterization of the following properties: the degradation of the thermocline, the pressure drop, and the inclusion of the ullage space on the tank's energetic balance. This last topic was not further studied due to the preliminary energetic analysis made. The studies were made using a one-dimensional model that calculates the parameters temperature (creating a temperature profile) and pressure drop along the tank's height, considering the thermal properties of the materials (volumic mass, specific heat and thermal conductivity) as a function of the temperature.

The degradation of the thermocline was studied through the temperature profiles that resulted from the modeled series of charges and discharges. Through these profiles, the thermocline's degradation rate was determined. Also, its increasing height was determined and, consequently, the variation of the thermal storage efficiency as a function of the operation's duration and number of operations of charge and discharge.

Another goal of this work was to study the pressure drop of the fluid flow in the filler material. As the tank's filler was composed of different volume non-spherical particles, a mean particle diameter was calculated. Then, the pressure drop was determined by the Ergun's equation. Moreover, the pressure drop's calculations also considered the thermal properties of the materials (volumic mass, specific heat and thermal conductivity) depending on the temperature.

The results of the studies explain the faster degradation of the thermocline in the first operations, and analyse the influence of the porosity and mass flow rate on its degradation. Also, the results obtained for the pressure drop allow a notion of its magnitude and variation depending on if the tank is being charged or discharged.

Keywords: Single tank, thermocline, unidimensional model, thermoclines' degradation, pressure drop.

Índice

Agradecimentos.....	ii
Resumo.....	iv
Abstract	vi
Índice de Figuras	x
Índice de Tabelas.....	xii
Simbologia e Notações.....	xiii
1 Introdução	1
1.1 Objectivos	5
1.2 Organização do documento	5
2 Estado da arte	6
2.1 A tecnologia CSP	6
2.1.1 Centrais de concentradores cilíndrico-parabólicos.....	8
2.1.2 Centrais de Fresnel linear	9
2.1.3 Centrais de Torre	10
2.1.4 Disco parabólico.....	11
2.2 Sistemas de armazenamento de energia térmica	13
2.2.1 Sistema de dois tanques indirecto	15
2.2.2 Sistema de dois tanques directo.....	16
2.2.3 Sistema directo ou indirecto de tanque único com <i>thermocline</i>	17
2.2.4 Comparação entre o sistema directo e o sistema indirecto	19
2.2.5 Comparação entre o armazenamento de energia térmica em dois tanques e em tanque único	20
3 Tanque único com <i>thermocline</i>	24
3.1 Material sólido de enchimento do tanque.....	24
3.2 Fluido de transferência de calor	26
3.3 Escoamento do HTF no tanque único	27
4 Modelação do funcionamento do tanque único.....	29
4.1 Modelos unidimensionais.....	29
4.2 Modelos de duas dimensões.....	32
4.3 Modelo utilizado	32
5 Estudo dos parâmetros	33
5.1 Estudo da degradação do <i>thermocline</i>	33
5.1.1 Metodologia	34
5.1.2 Resultados	42
5.1.2.1 Degradação do <i>thermocline</i> numa única operação.....	42
5.1.2.2 Degradação do <i>thermocline</i> ao longo de sucessivas operações.....	44

5.2	Estudo da perda de carga.....	54
5.2.1	Porosidade e regime de escoamento do fluido no leito do tanque	54
5.2.1.1	Escoamento num leito de partículas não esféricas	58
5.2.1.2	Escoamento num leito de partículas de diferente volume	59
5.2.2	Metodologia	60
5.2.3	Resultados	67
5.3	Estudo energético do ullage space.....	69
6	Conclusões e trabalho futuro.....	72
7	Referências Bibliográficas	74
Anexos.....		79
Anexo A.1: Equações $\theta^*(t)$ para ciclos de operação do tipo I e do tipo II.....		79

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Capacidade instalada cumulativa de CSP [7].	2
Figura 1.2 – Irradiância solar em cada região do mundo e respectiva viabilidade para a implementação de CSP [9].	3
Figura 2.1 - Esquema de uma central CSP, cujo campo solar é constituído por concentradores cilindro-parabólicos [15].	6
Figura 2.2 - Concentrador linear cilindro-parabólico e respectivo receptor [11].	9
Figura 2.3 – Concentradores e receptor de uma central do tipo Fresnel linear [25].	10
Figura 2.4 – Central de torre Solar Two em operação [27].	11
Figura 2.5 - Disco parabólico [30].	12
Figura 2.6 - Central CSP de discos parabólicos de 300 MW na Califórnia [31].	12
Figura 2.7 – Operação da central com produção de electricidade desde o início do dia [18].	13
Figura 2.8 – Operação da central que desloca a produção de electricidade até o sistema de armazenamento estar carregado [18].	14
Figura 2.9 – Sistema de dois tanques indirecto [18]	16
Figura 2.10 – Sistema de dois tanques directo [18].	17
Figura 2.11 - Esquema da variação da temperatura ao longo da altura do tanque e designação das diferentes zonas térmicas.	18
Figura 2.12 – Sistema directo de tanque único. [18].	19
Figura 2.13 – Tanques da central solar Two, tanque “frio” à esquerda, tanque “quente” à direita [27].	21
Figura 2.14 – Representação em corte dos materiais de enchimento do tanque único da central <i>Solar One</i> [44]	22
Figura 3.1 – Velocidade superficial e velocidade intersticial do HTF no tanque único.	27
Figura 5.1 - Perfis de temperatura do HTF (θ_i) e do material sólido de enchimento (θ_s) em três tempos de operação ($\tau=1$ início; $\tau=1.5$ meio; $\tau=2$ fim) de uma descarga em função da altura do tanque. [48].	33
Figura 5.2 – Representação do perfil de temperatura da solução inicial hc/hd no tanque único.	38
Figura 5.3 – Perfil de temperatura da solução inicial hc/hd .	38
Figura 5.4 – Representação de determinado perfil de temperaturas do HSM no tanque único.	39
Figura 5.5 - Perfil de temperatura do HSM e variação de 10% relativamente ao declive máximo do mesmo.	39
Figura 5.6 - Representação exemplificativa do intervalo de temperaturas e alturas do tanque utilizadas para o cálculo o ângulo θ^* .	40

Figura 5.7 - Perfis de temperatura horários do HSM ao longo de uma carga de 6 horas.	42
Figura 5.8 - Perfis de temperatura horários do HSM ao longo de uma descarga de 6 horas.	42
Figura 5.9 - Perfis de temperatura do HSM para as operações assinaladas na Tabela 5.4, partindo da solução inicial hc/hd	45
Figura 5.10 - Perfis de temperatura do HSM para as operações assinaladas na Tabela 5.4., partindo da solução inicial hc/hd	45
Figura 5.11 – Parâmetro $\Delta\theta^*$ relativo às descargas representadas na Tabela 5.5 e restantes descargas até ao critério de paragem.	46
Figura 5.12 - Operações de 8h de ciclos do tipo I (cargas a azul e descargas a laranja) e as respectivas equações de ajuste aos pontos. A linha, a cinzento, que une os pontos indica o percurso das operações.....	51
Figura 5.13 – Variação da taxa de degradação do <i>thermocline</i> ($\Delta\theta'$) em função da variação do caudal mássico (Δm) em relação aos valores de referência para $m=30$ kg/s.	54
Figura 5.14 – Perfil de temperatura do HSM, número de Reynolds modificado, e perda de carga em cada célula de controlo ao longo da altura do tanque para uma carga de 8h partindo da solução inicial hc/hd	67
Figura 5.15– Perfil de temperatura do HSM, número de Reynolds modificado, e perda de carga em cada célula de controlo ao longo da altura do tanque para uma descarga de 8h partindo da solução inicial hc/hd	68
Figura 5.16 - Perda de carga verificada no final das operações indicadas na Tabela 5.17 partindo da solução inicial hc/hd	69

Índice de Tabelas

Tabela 3.1 – Massa volúmica e calor específico médios entre as temperaturas 300 e 400 °C, capacidade térmica volumétrica e condutividade térmica de fluidos de transferência de energia e materiais sólidos de enchimento [35].	25
Tabela 3.2 - Temperatura de solidificação de cada HTF [48].	26
Tabela 5.1 - Propriedades do Caloria HT-43	37
Tabela 5.2 – Propriedades do material de enchimento: areia e gravilha graníticas.	37
Tabela 5.3 – Altura do <i>thermocline</i> (TC) em função da duração da operação carga ou descarga partindo da solução inicial <i>hc/hd</i> .	43
Tabela 5.4 – Descrição da sequência de operações efectuadas para os dois tipos de ciclos.	44
Tabela 5.5 – Ângulo θ^* do perfil de temperatura e variação do mesmo $\Delta\theta^*$.	46
Tabela 5.6 – Resultados até à operação final partindo da solução inicial <i>hc/hd</i> para ciclos de operação do tipo I.	49
Tabela 5.7 - Resultados até à operação final partindo da solução inicial <i>hc/hd</i> para ciclos de operação do tipo II.	50
Tabela 5.8 – Estudo da influência do parâmetro porosidade na degradação do <i>thermocline</i> .	52
Tabela 5.9 - Estudo da influência do parâmetro caudal mássico na degradação do <i>thermocline</i>	53
Tabela 5.10 - Regime de escoamento e correspondente número de Reynolds modificado.	55
Tabela 5.11 – Dados utilizados para o cálculo do diâmetro médio da partícula do material sólido de enchimento.	63
Tabela 5.12 – Grandezas independentes da temperatura utilizadas para o cálculo do número de Reynolds modificado e da perda de carga.	64
Tabela 5.13 – Propriedades dependentes da temperatura utilizadas para o cálculo do número de Reynolds modificado e da perda de carga.	64
Tabela 5.14 – Valor mínimo e máximo do número de Reynolds modificado para a temperatura mínima e máxima do HSM respectivamente.	65
Tabela 5.15 – Perda de carga total para determinada operação a partir da solução inicial <i>hc/hd</i> .	68
Tabela A.1.1 - Equações do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para ciclos de operação do tipo I.	79
Tabela A.1.2 - Equações do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para ciclos de operação do tipo II.	80

Simbologia e Notações

Δh	Intervalo de alturas de tanque consideradas (m)
ΔP	Perda de carga (Pa)
ΔT	Intervalo de temperaturas consideradas (K)
ε	Porosidade
η	Eficiência do armazenamento
θ^*	Ângulo considerado do perfil do <i>thermocline</i> (°)
θ'	Variação horária do ângulo θ^* (°/h)
μ	Viscosidade dinâmica (N.s/m ²)
ν	Viscosidade cinemática (m ² /s)
π	Número Pi
ρ	Massa volúmica (kg/m ³)
ϕ	Propriedade do material (massa volúmica, calor específico a pressão constante ou condutividade)
A	Área (m ²)
CaNO ₃	Nitrato de cálcio
C _p	Calor específico (J/(kg·K))
CSP	<i>Concentrated Solar Power</i>
D	Diâmetro do tanque (m)
DNI	<i>Direct Normal Irradiance</i>
EUA	Estados Unidos da América
F _N	Curva de frequência acumulada do número de partículas
F _S	Curva de frequência acumulada da área de superfície das partículas
h	Altura (m)
hc/hd	<i>Half Charged and Half Discharged</i>
HSM	<i>Heat Storage Material</i>
HTF	<i>Heat Transfer Fluid</i>
h _v	Coefficiente volumétrico de transferência de calor (W/(m ³ .K))
k	Condutividade térmica (W/(m·K))
K	Constante de Carman-Kozeny
KNO ₃	Nitrato de potássio

LCoE	<i>Levelized Cost of Energy</i>
m	Massa (kg)
\dot{m}	Caudal mássico (kg/s)
n	Número de células de controlo
N	Número de partículas no intervalo de dimensões da partícula x a $x+dx$;
NaNO ₃	Nitrato de sódio
N _p	Número de partículas
Q	Energia térmica (J)
Re*	Número de Reynolds modificado
s*	Declive adimensionalizado
SEGS	<i>Solar Electric Generation Station</i>
SV	<i>Surface per volume ratio of a particle</i>
T	Temperatura (K)
t	Tempo (s)
TC	<i>Thermocline</i>
v	Módulo da velocidade (m/s)
V	Volume (m ³)
\dot{V}	Caudal volúmico (m ³ /s)
x	Diâmetro da partícula esférica (m)
\bar{x}	Diâmetro médio da partícula da população de partículas (m)

Índices

a	Inicial
c	Célula de controlo
eff	Efectivo/a
f	HTF
i	Um dos elementos de entre vários elementos
int	Intersticial
max	Máximo/a
min	Mínimo/a

s	Material sólido de enchimento
sup	Superficial
sv	<i>Surface per volume ratio of a particle</i>
vol	Volumétrico/a
z	Final

1 Introdução

Em 2012, 13,2 % da energia primária consumida no mundo proveio de fontes de energia renovável, maioritariamente da queima de biomassa [2]. No que diz respeito à electricidade, a sua produção, a partir deste tipo de fontes, constituiu 22,8 % da produção total, em 2014 [3].

A electricidade é a forma de energia final com maior crescimento da procura a nível mundial, estimando-se que, até 2040 a procura mundial seja 40 % superior à actual [4]. Este crescimento, na procura, decorrerá a par de novos problemas derivados do aquecimento global e da depleção dos combustíveis fósseis. Além disso, o fornecimento da electricidade requererá que a rede eléctrica disponha de maior capacidade instalada, pois, a oferta de electricidade tem de responder, instantaneamente, à procura da mesma. Tendo em conta estes desafios, que tipos de tecnologia servirão a rede eléctrica de modo a aumentar a capacidade instalada e a despachabilidade¹ das centrais produtoras de electricidade?

Verificou-se que, em 2014, a capacidade instalada de tecnologias de produção de electricidade a partir de fontes renováveis constituiu 27,7 % da capacidade instalada no mundo [3]. Assim, a grande fração da electricidade mundial é produzida através de recursos energéticos não renováveis, nomeadamente através dos combustíveis fósseis, cuja queima se associa à depleção destes recursos com elevadas emissões de gases poluentes para a atmosfera e, cuja exploração implica dependência energética e económica com importação de recursos, só disponíveis em determinadas regiões do mundo. Contudo, nos últimos anos, tem havido um crescimento da produção de energia eléctrica a partir de fontes renováveis tendo, por exemplo, aumentado 5 % de 2012 para 2013 [2] e prevendo-se que de 2013 a 2018 esta taxa anual seja de 5,8 % [5]. A capacidade instalada deste tipo de tecnologias aumenta a cada ano, aumentando, também, a taxa anual, ao longo dos anos[5].

Em termos de capacidade instalada em 2014, a nível mundial, predominava a energia hídrica (1055 GW), seguida da energia eólica (370 GW) e da energia solar fotovoltaica (177 GW) [3]. A tecnologia CSP - *Concentrating Solar Power*, por sua vez, apresentava apenas 4,4 GW [1], apesar do bom potencial técnico² do CSP.

Na tecnologia CSP, a energia solar é concentrada e convertida em energia térmica, através do aquecimento até alta temperatura³ de determinado fluido de trabalho sendo, depois, gerada electricidade através de um ciclo termodinâmico e de um grupo turbina-gerador. A energia solar é considerada uma fonte de energia fiável e previsível, enquanto que os combustíveis fósseis se afiguram como muito mais imprevisíveis, em termos de recurso e de custo.

As primeiras centrais CSP foram as nove centrais SEGS com 354 MW_e no total construídas entre 1984 e 1990, no deserto de Mojave, Califórnia, Estados Unidos da América (EUA), fruto de um aval do governo. Estas centrais utilizavam concentradores cilindro-parabólicos e continuam em operação, desde então [6].

¹ Capacidade das centrais eléctricas responderem às variações da procura de electricidade.

² Produção alcançável de energia atendendo à eficiência do sistema, às limitações topográficas, meteorológicas e de uso-do-solo.

³ Temperaturas superiores a 300°C e cujo limite superior depende do tipo de tecnologia da central CSP.

Contudo, nos anos seguintes à construção das centrais SEGS, a implementação de novas centrais cessou, devido à alteração das políticas do governo dos EUA e devido à descida dos preços do petróleo [6].

Entretanto, só nos últimos anos ressurgiu a implementação de centrais CSP, primeiro em Espanha, depois nos EUA (Figura 1.1), começando a surgir, também, em países como os Emirados Árabes Unidos, Índia, Marrocos, África do Sul [7] e China [8].

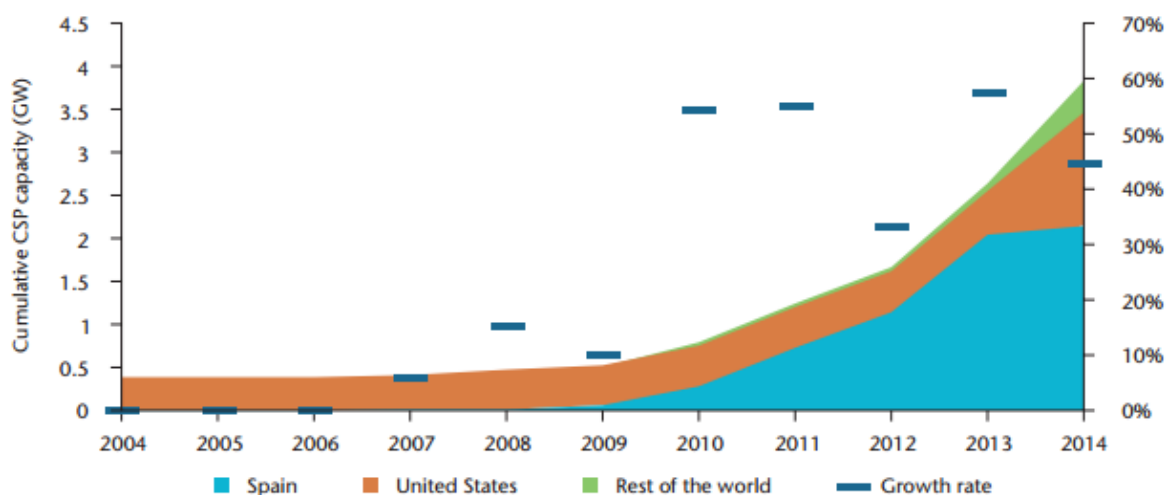


Figura 1.1 - Capacidade instalada cumulativa de CSP [7].

A implementação de uma central CSP requer estudos de viabilidade em que se estudam, principalmente, os seguintes itens: recurso solar, análise económica, e análise da disponibilidade/fornecimento de água.

No caso dos sistemas que concentram a radiação (caso do CSP) a única componente da radiação solar que é relevante, é a irradiância solar directa⁴ (DNI- *Direct Normal Irradiance*) que permite aquecer o fluido de trabalho até alta temperatura através da concentração da mesma. Deste modo, a produção de electricidade aumenta em proporcionalidade directa com o aumento da DNI, a partir de um determinado valor mínimo da mesma ($2 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{dia}$) [7]. Além disso, assume-se que a DNI mínima para que uma central CSP seja viável é de $2000 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}$ ou $5,5 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{dia}$, podendo este valor diminuir através da melhoria tecnológica (aumento da eficiência dos sistemas) [9].

As condições meteorológicas e atmosféricas, nomeadamente a existência de nuvens e aerossóis afectam determinantemente a DNI, provocando variabilidade a curto e a longo prazos.

A maior DNI encontra-se nas regiões áridas e semi-áridas, com céu limpo e latitude entre os 15° e os 40° Norte ou Sul (Figura 1.2). A região do equador da Terra não concorre para a concentração de energia solar, pois é geralmente nublada. Também, as regiões com latitudes superiores a 40° Norte ou Sul apresentam nebulosidade frequente. Além disso, nestas latitudes existe uma maior massa de atmosfera que a radiação tem de atravessar.

⁴ A irradiância solar é composta por uma componente directa e uma indirecta. A DNI constitui a componente directa da irradiância solar, provindo da direcção do Sol. Expressa-se habitualmente em $\text{kWh/m}^2 \cdot \text{ano}$ ou $\text{kWh/m}^2 \cdot \text{dia}$.

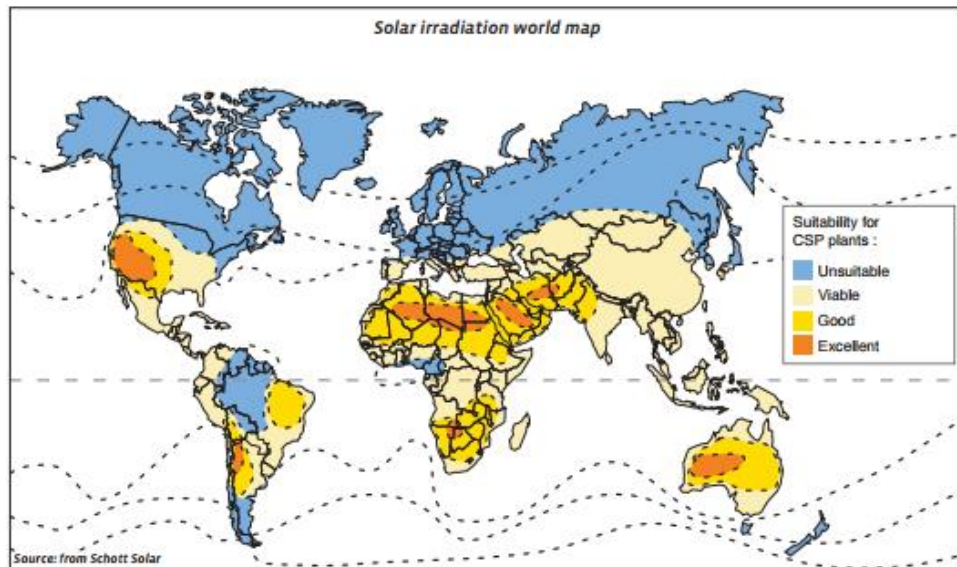


Figura 1.2 – Irradiância solar em cada região do mundo e respectiva viabilidade para a implementação de CSP [10].

Ao contrário da energia solar fotovoltaica em que as instalações apresentam uma potência instalada, tipicamente, até aos 10 MW, no caso das centrais de CSP as instalações são de maior dimensão, na escala de várias dezenas de MW[11]. Assim, em termos geográficos, para além de analisar a DNI, há que ter em conta a área de terreno requerida para uma instalação CSP, onde são necessários cerca de 2 hectares por MW_e, sendo que este valor depende da DNI do local e do tipo de tecnologia CSP a instalar [12]. Isto equivale a que 50 MW estejam instalados em 1 km².

Outra característica importante das centrais CSP é a possibilidade de incluírem um sistema de armazenamento de energia térmica. Numa perspectiva geral, são as centrais com armazenamento de energia (energia térmica, energia potencial gravítica) e as centrais de resposta muito rápida (centrais a gás) que são responsáveis pela despachabilidade da electricidade, na rede eléctrica, revestindo-se, por isso, de grande importância.

No caso das centrais CSP, o armazenamento de energia térmica permite o alargamento do período de operação da central, transferindo-se a produção de electricidade de períodos do dia com menor procura, para períodos do dia ou da noite com maior procura. Esta capacidade de deslocamento da produção de electricidade representa uma enorme mais-valia para o sistema electroproductor, podendo, num exemplo singular, a central CSP fornecer potência de pico no Verão (electricidade no instante de maior procura) quando os recursos eólico e hídrico estão menos vigorosos.

Por outro lado, o sistema de armazenamento permite integrar facilmente um sistema de apoio energético (sistema de *backup*) a combustível fóssil (gás natural) ou a biomassa para garantir capacidade de abastecimento à rede eléctrica sem perturbações.

Permite, para além disso, uma resposta pronta a instabilidades pontuais no recurso solar, evitando variações de potência, que poderão existir nas centrais CSP sem armazenamento.

Por outro lado, o sistema de armazenamento de energia térmica tem um papel importante no arranque das centrais CSP.

Pelas razões enunciadas em cima, as centrais CSP, com armazenamento, encerram maior despachabilidade e maior factor de capacidade⁵, relativamente às centrais CSP sem armazenamento, sendo mais aptas e vantajosas na perspectiva de integração na rede eléctrica.

Na perspectiva económica, se por um lado, o armazenamento de energia térmica concede a essas centrais maior factor de capacidade e possibilidade de deslastre da produção de electricidade para horas de maior procura (em que a electricidade é comercializada a um preço mais elevado), por outro lado, aumenta significativamente o custo de investimento. O aumento do custo deve-se quer ao próprio sistema de armazenamento de energia (tanques de armazenamento, permutadores de calor, fluido de armazenamento de energia térmica) quer, principalmente, à maior área requerida do campo de colectores, quando existe sistema de armazenamento [9]. Da relação de compromisso entre o maior custo de investimento e as vantagens económicas que o armazenamento proporciona, resulta numa maior competitividade económica das centrais CSP com armazenamento face às centrais sem armazenamento [9].

Relativamente às razões que obstam à maior implementação e generalização das centrais CSP as principais são as seguintes: o elevado custo de investimento, a baixa familiarização com a tecnologia e, decorrente destas razões, o receio por parte dos investidores [13] devido à incerteza das políticas energéticas.

O custo da electricidade produzida numa central CSP depende do custo de investimento, do desempenho da central e dos custos de operação e manutenção (tal como em todas as outras centrais, sendo que nas centrais a combustíveis fósseis, o custo da electricidade ainda depende do custo do combustível). Decorrente do elevado custo de investimento das centrais de CSP, verifica-se um elevado custo nivelado da energia (LCoE)⁶ produzida.

O elevado LCoE da energia produzida pelas centrais CSP dificilmente concorre com o LCoE bastante inferior da electricidade produzida a partir de combustíveis fósseis (sendo que o LCoE não contempla externalidades⁷ negativas). O primeiro diminuiria e tornar-se-ia mais competitivo através da disseminação da tecnologia, que originaria uma economia de escala e, através de maior investigação e desenvolvimento (*Research and Development*).

O Technology Roadmap 2010 [14], discute as barreiras não económicas à implementação do CSP, indicando, como as mais significativas, a morosidade nos processos de aprovação da ligação à rede eléctrica e as dificuldades no acesso a água e a gás nas regiões áridas.

A questão do fornecimento de água prende-se com o sistema de arrefecimento/condensação da central. No sistema *water-cooling* a água é utilizada para o arrefecimento. Uma vez que, a água é um bem frequentemente escasso nas regiões do mundo com maior DNI, o sistema de arrefecimento *dry-cooling*, apresenta-se como uma alternativa, ao utilizar ar e ventoinhas. Comparando os dois sistemas, o *dry-cooling* pode reduzir o consumo de água em mais de 90%

⁵ Rácio entre a energia eléctrica produzida pela central num determinado período de tempo e a energia eléctrica que a mesma produziria caso estivesse a operar à potência nominal, continuamente, durante esse mesmo período de tempo.

⁶ LCoE: custo da energia eléctrica obtido através do quociente entre a soma do custo de investimento, os custos de capital, os custos de operação e manutenção, o custo de combustíveis e os custos ambientais e, o denominador, a energia eléctrica produzida ao longo da vida útil da central.

⁷ efeitos sociais e ambientais causados pela venda ou utilização de um produto ou serviço, que não são contabilizados monetariamente. Estes efeitos podem ser positivos traduzindo-se em benefícios, ou negativos traduzindo-se em prejuízos.

[15], mas é menos eficiente [9]. Por ser menos eficiente, necessita de 2-10 % mais investimento para se produzir a mesma quantidade energia eléctrica, aumentando o custo de geração da mesma [9].

1.1 Objectivos

Apesar de existirem várias centrais CSP com sistemas de armazenamento a funcionar, existem aspectos técnicos a melhorar por forma a reduzir o custo das mesmas [13] e a melhorar a operação e desempenho destes sistemas. Este documento insere-se neste propósito, ao estudar a dinâmica e a operação de um dos sistemas em fase de investigação, que é o sistema de armazenamento em tanque único ou tanque com *thermocline*.

Mais precisamente, um dos objectivos do presente trabalho é estudar o comportamento térmico do sistema de armazenamento em tanque único para ciclos de operação consecutivos. Isto designou-se por “Estudo da degradação do *thermocline*”, ou seja, o estudo do perfil de temperatura do material de armazenamento de energia térmica contido no tanque, ao longo de sucessivas operações de carga e descarga do mesmo. Este estudo e as suas implicações/importância no funcionamento do sistema estão presentes no capítulo 5.

Outro objectivo do presente trabalho é a determinação da perda de carga do escoamento do fluido através do material sólido do tanque. Este estudo também consta no capítulo 5.

1.2 Organização do documento

Este documento é constituído por sete capítulos.

O presente capítulo introduz o tema em estudo contextualizando o armazenamento de energia térmica, e apresenta os objectivos do trabalho.

No segundo capítulo são descritos os vários tipos de tecnologias de CSP, bem como os vários tipos de sistemas de armazenamento de energia térmica.

O capítulo 3 é um capítulo dedicado à descrição do tanque único com *thermocline*, nomeadamente à descrição dos constituintes do material de armazenamento do tanque.

O capítulo 4 aborda sucintamente as assumpções efectuadas para a modelação da energia armazenada nos sistemas de armazenamento em tanque único. Além disso, são descritas as assumpções e equações em que se baseia o modelo utilizado.

No capítulo 5 apresenta-se o estudo da parametrização das seguintes propriedades: a degradação do *thermocline*, e a perda de carga verificada, sendo apresentada a metodologia para a obtenção dos resultados, os resultados e a análise dos mesmos. Ainda no capítulo 5 é apresentada a análise energética do *ullage space*, que determinou que o objectivo inicial de inclusão do *ullage space* no balanço de energia do tanque não fosse realizado.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões do trabalho e propostas de trabalho futuro.

O capítulo 7 é constituído pelas referências bibliográficas.

2 Estado da arte

2.1 A tecnologia CSP

Uma central CSP é construída pelos seguintes elementos essenciais: campo solar (*Solar field*), sistema de transporte e transferência de calor do(s) fluido(s) de transferência de calor – *heat transfer fluid* (HTF) (*Heat exchanger(s)*, *Condenser*, *Cooling system*), bloco de potência (*Turbine*, *Generator*) e, eventualmente, sistema de armazenamento (*Storage*)(Figura 2.1).

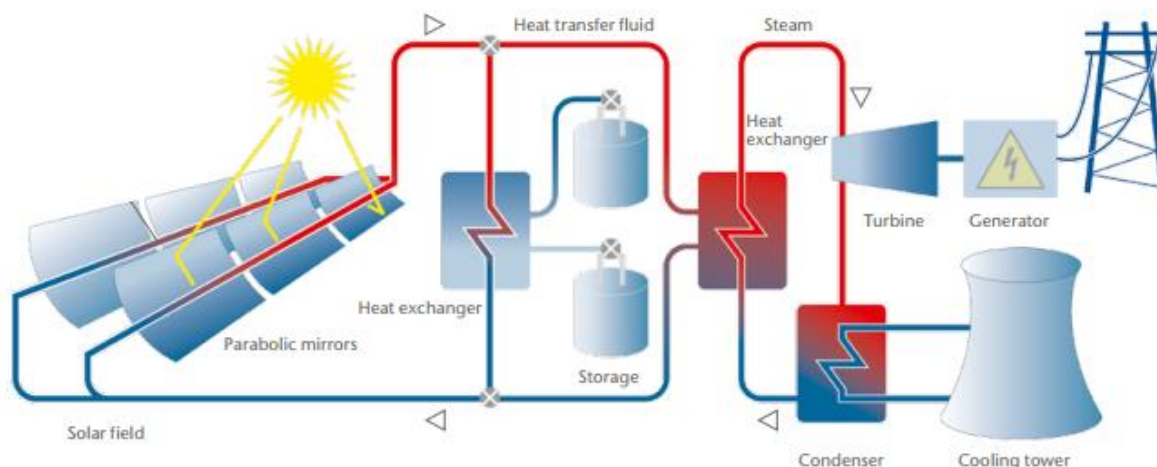


Figura 2.1 - Esquema de uma central CSP, cujo campo solar é constituído por concentradores cilindro-parabólicos [16].

O campo solar é constituído pelos concentradores, que são espelhos ou lentes que focam a energia solar da sua área de captação para uma área mais pequena. Nesta área mais pequena a energia concentrada é absorvida num material absorvedor com superfície selectiva, que constitui o receptor (a superfície selectiva deverá apresentar elevada absorptividade e baixa emissividade).

O calor absorvido pelo receptor é transferido para o HTF (HTF primário), que circula no seu interior. O HTF primário circula, posteriormente, no sistema de transporte para os sistemas acoplados, que dependem do tipo e da composição da central (tipo de tecnologia, tipo de sistema de armazenamento, etc). Consoante a composição da central, o HTF primário circula ou para um permutador de calor, ou directamente para o sistema de armazenamento, ou directamente para o bloco de potência.

Os HTFs utilizados nas Centrais CSP são os seguintes: água, óleo sintético e sais fundidos. Dependendo da composição da central utiliza-se um, dois ou os três HTFs mencionados.

Como HTF primário, ou seja, aquele que é aquecido no receptor, tipicamente, utiliza-se ou o óleo sintético ou os sais fundidos. A água é utilizada mais dificilmente como HTF primário, devido a apresentar dificuldades de operação, nomeadamente a elevada pressão de vapor, a instabilidade no escoamento das fases líquida e gasosa e o controlo da produção de vapor perante variações transientes da radiação solar [17].

No sistema de armazenamento, o HTF utilizado denomina-se por fluido de armazenamento e pode ser ou sais fundidos, ou óleo sintético. Mais detalhes sobre as características e

vantagens/desvantagens destes fluidos constam no subcapítulo 3.2. Por sua vez, o armazenamento de água (em vapor) é um problema em investigação e que se encontra em desenvolvimento tecnológico, sendo que, actualmente, apresenta pouca viabilidade técnica e económica [18].

Por outro lado, no bloco de potência utiliza-se maioritariamente água como HTF. Se o HTF primário for água, o vapor produzido pode ser directamente encaminhado ao bloco de potência. Se o HTF primário não for água, ou este HTF ou o fluido de armazenamento de energia transferem calor para a água. A transferência de calor ocorre num permutador de calor, sendo transferido calor à água pelo óleo sintético ou pelos sais fundidos, que constituem o HTF primário ou o fluido de armazenamento, produzindo-se vapor. O vapor produzido é utilizado no bloco de potência para gerar electricidade. Depois de passar pelo bloco de potência, o vapor condensa no condensador, sendo a água recirculada por bomba.

O bloco de potência é constituído pelo grupo turbina-gerador e, aí, ocorre o ciclo termodinâmico de Rankine em que a temperatura mais elevada é a temperatura do vapor produzido no permutador de calor e a temperatura menor é a temperatura da água condensada no sistema de arrefecimento (condensador). Para o ciclo de Rankine, a temperatura e a pressão do vapor situam-se na ordem dos 580° C e 167 bar e as da água condensada na ordem dos 29°C e 0,04 bar⁸, sendo o movimento da turbina produzido devido a esta diferença de pressões e temperaturas.

A eficiência térmica do ciclo de Rankine aumenta quanto maior for a temperatura do vapor que é admitido ao bloco de potência e quanto menor a temperatura da água à saída do sistema de arrefecimento, como previsto pela eficiência do ciclo de Carnot.

Como referido, a central CSP poderá, eventualmente, integrar um sistema de armazenamento de energia térmica, servindo-se de HTF a alta temperatura armazenado em tanque(s) para gerar electricidade, nomeadamente durante a noite e em alturas de maior procura.

Comparando a produção de energia eléctrica de uma central CSP com a produção de energia eléctrica de uma central fotovoltaica ou eólica, verifica-se que, num dia nublado, mesmo que a central CSP não integre um sistema de armazenamento de energia, a variabilidade da produção da central CSP, aquando do breve sombreamento por nuvens, não é significativa devido à grande quantidade de HTF envolvido e à sua inércia térmica [19]. Assim, uma capacidade de armazenamento de curto prazo é inerente ao funcionamento de uma central de CSP.

Outro aspecto importante, no que respeita à tecnologia CSP, é a hibridização, isto é, ou a tecnologia CSP é integrada em centrais térmicas convencionais ou as centrais CSP recorrem a sistemas de *backup* com combustíveis fósseis ou biomassa.

No primeiro caso, as centrais térmicas convencionais possuem um campo de colectores concentradores e a restante tecnologia, por forma a gerar electricidade a determinada potência, poupando, assim, combustível.

No segundo caso, as centrais CSP utilizam combustíveis fósseis (nomeadamente gás natural) ou biomassa para o arranque da turbina ou perante variabilidade ou insuficiência do recurso solar.

⁸ Valores de temperatura e pressão a que o ciclo de Rankine se processa numa central convencional moderna [70].

Nestas situações, o armazenamento de energia térmica também se apresenta como uma opção de sucesso.

As tecnologias de concentração, que fazem parte de uma central CSP para produção de energia eléctrica, podem ser de concentração linear ou de concentração pontual e são, essencialmente, as seguintes: concentradores do tipo cilindro-parabólicos (*parabolic through*), concentradores do tipo Fresnel linear (*linear Fresnel*), central de torre (*power tower*) e disco parabólico (*parabolic dish*), neste último caso com ou sem recurso a um motor Stirling. As duas primeiras são de foco linear e as duas últimas de foco pontual. As tecnologias de concentração linear, por terem um menor factor de concentração, aquecem o HTF a temperaturas inferiores, em comparação com as tecnologias de concentração pontual.

Uma descrição mais detalhada destas tecnologias de concentração, pode ser encontrada nos subcapítulos seguintes.

De todos os tipos de tecnologia de concentração mencionados, apenas o disco parabólico não prevê a utilização de um sistema de armazenamento de energia térmica [20]. Isto acontece pelo facto de, ou se produzir directamente electricidade em cada disco, ou (no caso de uma central composta por vários discos) se aquecer tipicamente ar em cada disco. O caudal de ar aquecido por todos os discos segue, depois, para outros sistemas da central, para gerar electricidade [21].

As centrais de concentradores cilindro-parabólicos e as centrais de torre são, actualmente, as tecnologias de CSP mais maduras e mais implementadas, a nível comercial [19].

2.1.1 Centrais de concentradores cilíndrico-parabólicos

O campo de colectores concentradores é constituído por filas paralelas de colectores dispostos sobre eixos horizontais, sobre os quais seguem o Sol com seguimento a um eixo. Os eixos horizontais podem ser Este-Oeste ou Norte-Sul. O alinhamento Norte-Sul permite maior produção de energia eléctrica no Verão, ao passo que o alinhamento E-W apresenta uma produção de energia mais constante, nas várias estações do ano [22].

Cada fila de colectores, é constituída por uma superfície cilindro-parabólica reflectora, que concentra a DNI incidente num tubo de vácuo receptor, que se move com os concentradores. O tubo de vácuo receptor localiza-se na linha de foco da superfície cilindro-parabólica (Figura 2.2). As filas de concentradores podem ter uma extensão até 100 metros e entre 5 a 6 metros de arco [14].

O receptor é constituído por dois tubos concêntricos: um tubo exterior de vidro e outro interior de aço. O tubo de vidro possui revestimento anti-reflexo para que a maior quantidade possível de radiação solar atinja o tubo absorvedor de aço. Por sua vez, o tubo de aço possui revestimento selectivo que absorve cerca de 96 % da radiação, e emite apenas, uma pequena quantidade de radiação infravermelha [16]. Adicionalmente, existe vácuo entre os dois tubos a fim de minimizar a perda de calor por condução e convecção, para o exterior.



Figura 2.2 - Concentrador linear cilindro-parabólico e respectivo receptor [12].

O conjunto de tubos receptores das várias filas de colectores concentradores constitui um circuito de tubos fechado onde o HTF é aquecido, durante o dia, pela radiação solar.

No caso da central de concentradores cilindro-parabólicos não incluir sistema de armazenamento, o HTF primário transfere calor à água no permutador de calor, produzindo-se vapor sobreaquecido que, de seguida, gera electricidade no bloco de potência.

No caso da central de concentradores cilindro-parabólicos incluir sistema de armazenamento, efectua-se o percurso e processo descritos anteriormente, ao mesmo tempo (ou não) que o HTF do campo solar é bombeado para o permutador de calor do sistema de armazenamento onde transfere energia para o mesmo.

A eficiência global anual de uma central de concentradores cilindro-parabólicos sem armazenamento é de 13-15 % [23].

As centrais CSP de concentradores cilindro-parabólicos são as centrais mais antigas a operar no mercado (com início nas centrais SEGS, já referidas) e são o tipo de tecnologia CSP com maior implementação a nível mundial [6].

No caso particular, de uma central SEGS de 80 MW_e, o vapor sobreaquecido é admitido ao bloco de potência a 100 bar e 370 °C e o ciclo termodinâmico de Rankine processa-se com uma eficiência de 38 % [24].

Em termos de dimensão, considera-se que centrais com dimensão entre os 10 e os 300 MW são as mais adequadas para este tipo de tecnologia [25].

2.1.2 Centrais de Fresnel linear

As centrais do tipo Fresnel linear são constituídas por filas paralelas de reflectores planos ou ligeiramente curvos. Cada fila move-se independentemente por estar assente num eixo, de modo a reflectir a DNI para um receptor linear fixo, colocado a uma altura superior (Figura 2.3).

O custo de investimento das centrais do tipo Fresnel linear é inferior ao das centrais de concentradores cilindro-parabólicos, devido aos espelhos concentradores serem mais simples e constituírem menor quantidade de material e aos receptores serem fixos. Contudo, as primeiras

são menos eficientes que as últimas, principalmente porque o HTF atinge temperaturas inferiores.



Figura 2.3 – Concentradores e receptor de uma central do tipo Fresnel linear [26].

A tecnologia Fresnel linear ainda está em fase de desenvolvimento e de demonstração, destacando-se, nesta vertente, a tecnologia Fresnel linear compacta. A investigação, nesta área, incide, por exemplo, nos receptores e no HTF primário a utilizar, ou seja, investiga-se acerca da utilização de água, ou da utilização de óleo ou sais fundidos como HTF primário [26].

2.1.3 Centrais de Torre

As centrais de torre são constituídas por uma torre no centro de um campo de espelhos planos circular ou semi-circular. Estes espelhos planos individuais são denominados por helióstatos. Cada helióstato tem seguimento solar de dois eixos (*two-axis tracking*).

Os helióstatos concentram a DNI num receptor central situado no topo da torre, aquecendo-se o HTF contido no receptor. Este HTF tanto pode ser água, gerando-se, directamente vapor sobreaquecido [27] ou poderá ser óleo sintético ou sais fundidos que, posteriormente, transferem energia para gerar vapor.



Figura 2.4 – Central de torre Solar Two em operação [28].

Este tipo de concentração, num receptor central, origina temperaturas de operação bastante elevadas (tipicamente 600 °C para os sais fundidos) que melhoram a eficiência na conversão da energia térmica para eléctrica e diminuem o custo do armazenamento, ou permitem armazenar mais energia para as mesmas dimensões/custo do sistema de armazenamento [29].

A potência típica das centrais de torre situa-se entre os 10 e os 50 MW [29], sendo que as mais recentes têm uma potência superior a 100 MW [30].

No geral, esta tecnologia apresenta-se como mais eficiente e com maior factor de capacidade, comparativamente às restantes e, prevê-se que seja a tecnologia de CSP economicamente mais competitiva, no futuro [31].

2.1.4 Disco parabólico

A tecnologia de disco parabólico consiste numa estrutura modular em que um espelho parabólico, com seguimento solar de dois eixos, concentra a DNI num receptor.

Esta estrutura modular pode operar individualmente (Figura 2.5) ou numa central CSP onde vários destes módulos constituem o campo de colectores (Figura 2.6), acrescentando-se módulos, consoante a potência desejada, sendo que a potência nominal de cada disco parabólico é da ordem das dezenas de kW.



Figura 2.5 - Disco parabólico [32].



Figura 2.6 - Central CSP de discos parabólicos de 300 MW na Califórnia [33].

No caso do disco parabólico operar individualmente, adequando-se à produção de electricidade descentralizada em locais remotos (o que representa uma vantagem face aos outros tipos de tecnologia CSP), no receptor, é aquecido gás (tipicamente hélio) que prossegue para um ciclo termodinâmico (geralmente do tipo Stirling) produzindo electricidade. A parte do arrefecimento do ciclo termodinâmico é efectuada, nestes discos parabólicos, através de *dry cooling*, o que os torna adequados a regiões com escassez de água [34].

No caso de vários discos parabólicos constituírem uma central CSP, no receptor é aquecido tipicamente ar que é transportado para o bloco de potência da central [21].

A tecnologia de disco parabólico apresenta um valor elevado de concentração solar, atingindo temperaturas de funcionamento elevadas (aproximadamente 750 °C) e apresenta, também, uma eficiência de conversão da energia solar para energia eléctrica de 30 % que corresponde à eficiência mais elevada entre os quatro tipos de tecnologia CSP.

Esta tecnologia está, no entanto, ainda em fase de desenvolvimento [12].

2.2 Sistemas de armazenamento de energia térmica

Os propósitos do armazenamento de energia térmica são os seguintes:

- assegurar a produção de electricidade sem flutuações de potência, durante os períodos diurnos de menor intensidade da radiação solar;
- permitir a produção de electricidade nos períodos em que o recurso solar já não se encontra disponível, isto é, depois do pôr-do-sol, de modo a satisfazer o pico de procura de energia eléctrica, nas horas de início da noite.

A carga do sistema de armazenamento de energia térmica pode ser efectuada segundo duas estratégias distintas descritas de seguida.

Uma estratégia consiste em produzir electricidade desde o início do dia, desviando parte do HTF proveniente do campo de colectores para carregar o sistema de armazenamento, ao longo do dia, sendo o sistema, posteriormente, descarregado e produzindo-se energia eléctrica, depois do pôr-do-sol. (Figura 2.7).

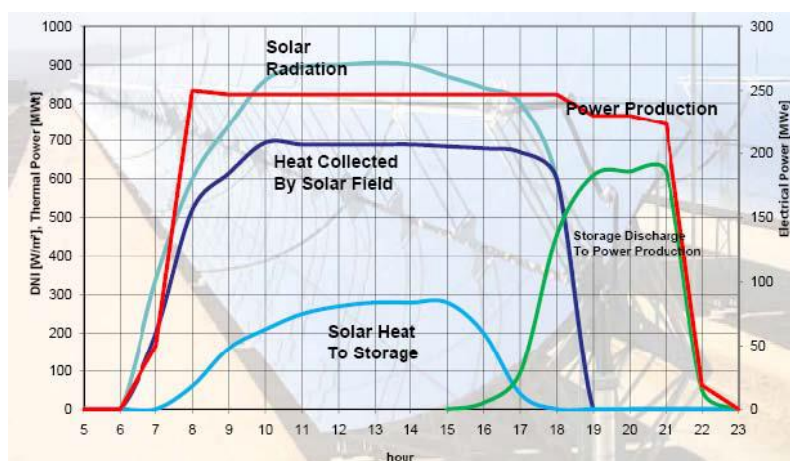


Figura 2.7 – Operação da central com produção de electricidade desde o início do dia [19].

A outra estratégia consiste em, no início do dia, reservar todo o HTF proveniente do campo de colectores para carregar o sistema de armazenamento, adiando a produção de energia eléctrica da central até o sistema de armazenamento estar completamente carregado (Figura 2.8). Tal como na primeira estratégia, depois do pôr-do-sol o sistema de armazenamento é descarregado produzindo-se energia eléctrica a partir do mesmo.

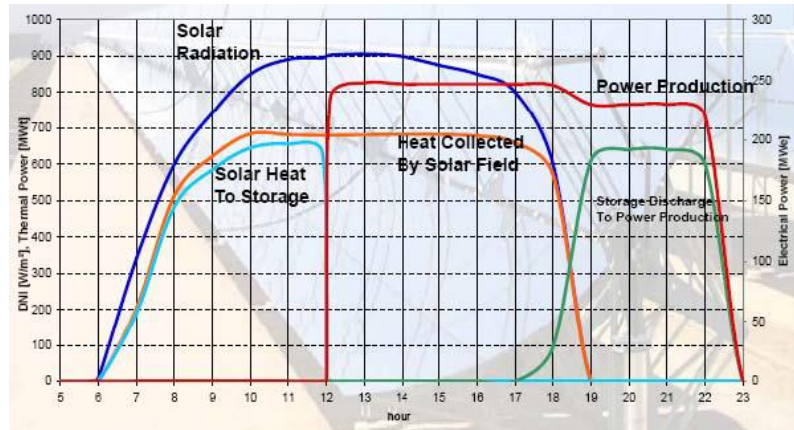


Figura 2.8 – Operação da central que desloca a produção de electricidade até o sistema de armazenamento estar carregado [19].

A primeira estratégia (Figura 2.7) apresenta uma vantagem face à segunda (Figura 2.8), visto que se entrega electricidade à rede eléctrica, desde o início do dia. Contudo, provavelmente para a primeira estratégia é necessário um maior campo solar.

Os sistemas de armazenamento de energia térmica podem constituir-se como sistemas de armazenamento de calor sensível, de calor latente ou termoquímico. Neste trabalho será apresentado um sistema de armazenamento de calor sensível, que será descrito de seguida.

Os sistemas de armazenamento de energia térmica através de calor sensível são os seguintes: sistema de dois tanques ou sistema de tanque único com *thermocline*.

No armazenamento de energia térmica através de calor sensível, o HTF aquecido no receptor não muda de fase e a quantidade de energia armazenada depende apenas da capacidade térmica (calor específico) do material, da massa de HTF armazenado, e da variação de temperatura do material. A energia armazenada, numa determinada quantidade de HTF, pode ser obtida através da seguinte equação [35], considerando que o calor específico não depende da temperatura.

$$Q = \int_{T_a}^{T_z} m \cdot Cp \cdot dT = m \cdot Cp \cdot (T_z - T_a) \quad (2.1)$$

Onde,

Q: energia térmica armazenada [J];

m: massa do material de armazenamento [kg];

Cp: calor específico do material de armazenamento [J/(kg·K)];

T: temperatura do material de armazenamento [K];

a: inicial;

z: final;

Os sistemas de armazenamento de calor sensível subdividem-se em sistemas de armazenamento directo ou indirecto. Nos sistemas de armazenamento directo, o HTF que circula no campo solar é também o meio responsável pelo armazenamento de energia térmica, enquanto que, nos sistemas de armazenamento indirecto, o HTF que circula no campo solar transfere energia térmica a um outro meio de armazenamento, nomeadamente, a um fluido de armazenamento [36].

Como referido, os sistemas de armazenamento de energia sob a forma de calor sensível podem ser ou sistemas de dois tanques ou sistemas de tanque único (tanque com *thermocline*).

O sistema de armazenamento em dois tanques é constituído por um tanque que armazena fluido, proveniente do campo solar, a temperaturas mais elevadas e, por outro tanque, que armazena fluido a temperaturas inferiores, proveniente do bloco de potência.

Por sua vez, o sistema de armazenamento em tanque único é constituído, como o nome indica, por apenas um tanque que armazena fluido a mais elevadas temperaturas no topo e fluido a temperaturas inferiores na base.

Estas duas configurações possíveis para o sistema de armazenamento serão descritas e caracterizadas nas próximas secções.

2.2.1 Sistema de dois tanques indirecto

Neste caso, existem dois fluidos distintos (dois HTFs distintos, HTF primário e HTF secundário) que circulam separadamente. Existe quer o fluido de transporte de energia que circula nos receptores do campo solar (cilíndrico-parabólico ou Fresnel linear), quer o fluido de armazenamento de energia que é recolhido nos tanques. Tipicamente, o fluido de transporte é um óleo sintético (HTF primário), e o fluido de armazenamento é constituído por sais fundidos (HTF secundário) [19].

Do sistema de armazenamento fazem parte os seguintes elementos: o fluido de transporte de energia, o fluido de armazenamento, o permutador de calor para a transferência de energia entre estes dois fluidos (*Oil-to-Salt Heat Exchanger*), um tanque que recolhe o fluido de armazenamento “frio” (*Cold Salt Tank*), um tanque que recolhe o fluido de armazenamento “quente” (*Hot Salt Tank*), bombas, sistema de controlo do *ullage gas*⁹ e sistema eléctrico de aquecimento dos sais fundidos (cujas temperaturas de solidificação é de cerca de 230°C [19]). Na

Figura 2.9 apresenta-se o esquema deste sistema.

⁹ mistura de gases que previne a oxidação dos sais fundidos.

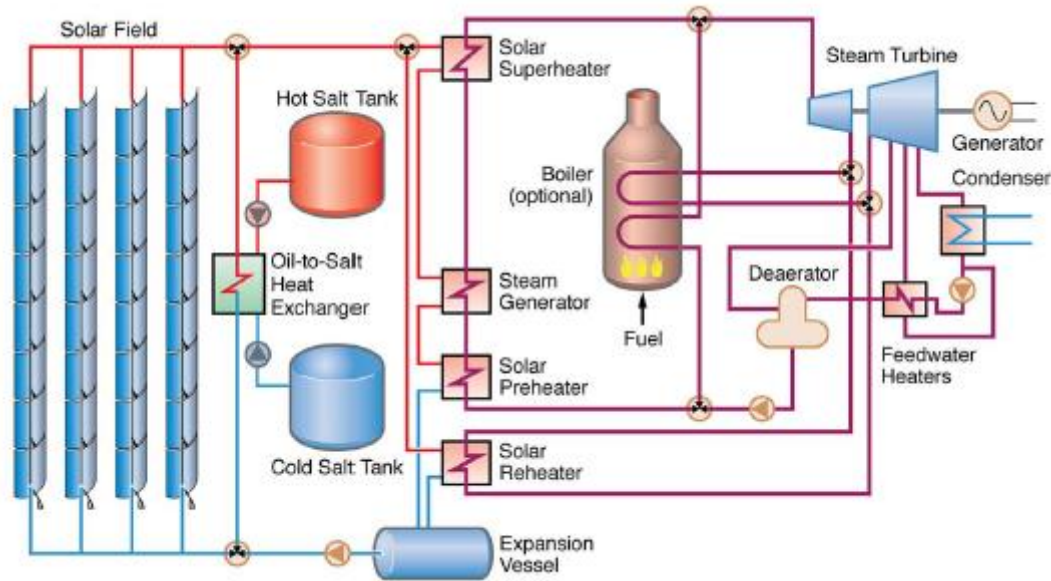


Figura 2.9 – Sistema de dois tanques indirecto [19]

Quer a carga quer a descarga do sistema de armazenamento ocorrem através da transferência de calor entre os fluidos de transporte e de armazenamento, no permutador de calor, onde circulam em sentidos contrários por forma a maximizar a transferência de calor [19]. No processo de carga (armazenamento de energia), o fluido de transporte quente proveniente do campo solar transfere energia térmica para o fluido de armazenamento proveniente do tanque “frio”. O fluido de armazenamento aquecido circula, de seguida, para o tanque “quente”. No processo de descarga (utilização da energia armazenada) os sentidos de circulação no permutador de calor trocam. Neste caso, o fluido de armazenamento do tanque “quente” aquece o fluido de transporte e segue para o tanque “frio”. O fluido de transporte aquecido é, então, bombeado para o bloco de potência para gerar vapor e produzir electricidade.

2.2.2 Sistema de dois tanques directo

Num sistema de armazenamento de dois tanques directo, o fluido que circula no(s) receptor(es) é utilizado como fluido de armazenamento. O sistema é constituído pelos seguintes elementos: tanque “frio”, tanque “quente” e fluido de armazenamento de energia térmica. Na Figura 2.10 apresenta-se o esquema deste sistema, implementado numa central de torre.

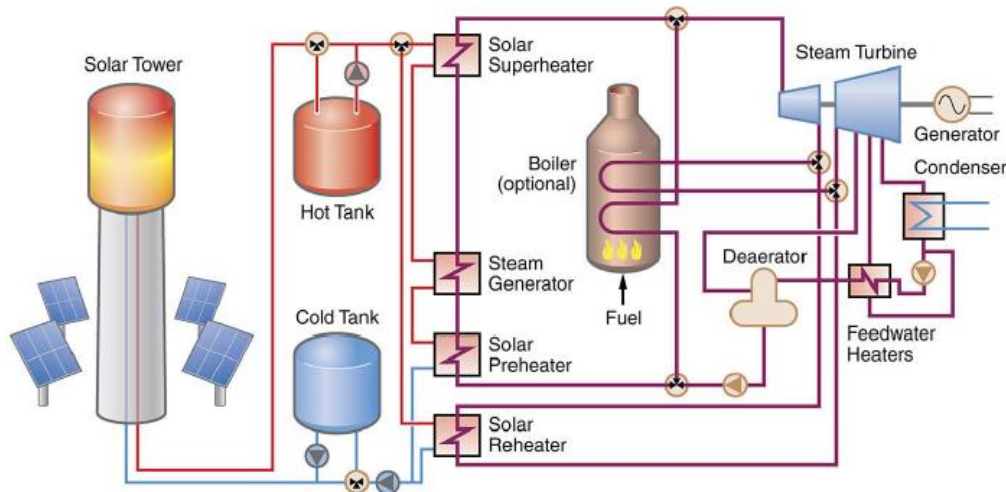


Figura 2.10 – Sistema de dois tanques directo [19].

No processo de carga, o fluido do tanque “frio” circula pelo receptor, absorve energia térmica e retorna ao tanque quente.

No processo de descarga, o fluido do tanque “quente” circula até ao bloco de potência onde transfere energia para produzir vapor, sendo depois bombeado para o tanque “frio”.

Dependendo do tempo de residência do fluido no tanque “quente”, a sua temperatura no processo de descarga pode ser igual ou ligeiramente inferior (cerca de 1,5 °C) à temperatura de entrada no tanque. Como tal, a eficiência no ciclo de Rankine de uma central com este tipo de armazenamento é essencialmente igual ao de uma central de torre sem armazenamento de energia térmica [19].

2.2.3 Sistema directo ou indirecto de tanque único com *thermocline*

O tanque único com *thermocline* é, por definição, um tanque que armazena fluido “quente” no topo e o fluido “frio” na base, havendo estratificação térmica ao longo da altura do tanque. Esta estratificação deve-se à diferença de massa volúmica do fluido ao longo da altura do tanque, ou seja, deve-se à dependência da massa volúmica com a temperatura. Assim, o fluido mais quente tem menor massa volúmica, enquanto o fluido mais frio tem maior massa volúmica. Desta forma, o fluido mais quente mantém-se próximo do topo do tanque e o mais frio, encontra-se mais próximo do fundo.

A zona de temperaturas intermédias, ou seja, a zona não isotérmica, e com um elevado gradiente de temperatura entre o fluido “quente” e o fluido “frio” designa-se por *thermocline* (Figura 2.11).

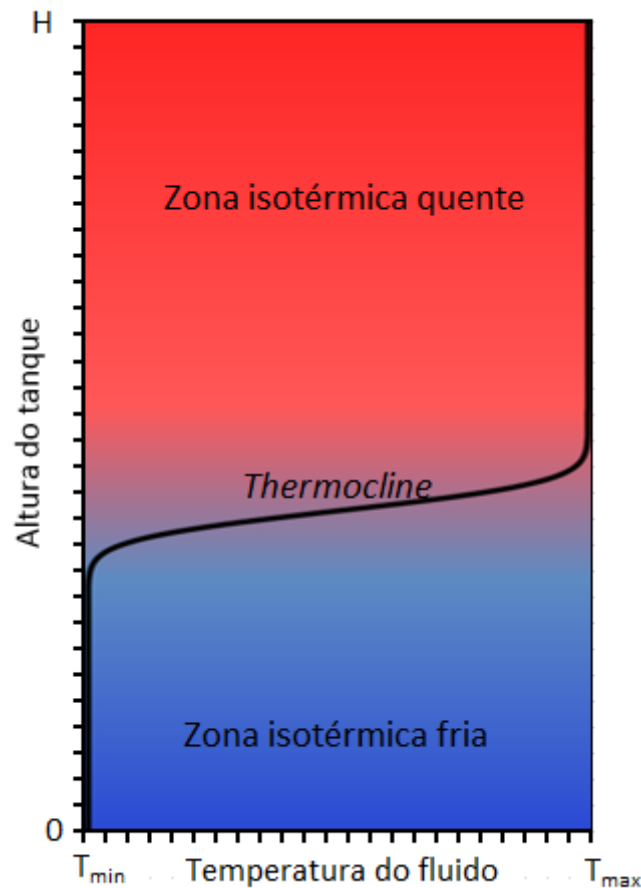


Figura 2.11 - Esquema da variação da temperatura ao longo da altura do tanque e designação das diferentes zonas térmicas.

Desejavelmente, o *thermocline* constitui uma zona de altura reduzida face à altura do tanque e, nisto, parâmetros como o rácio entre a altura e o diâmetro do tanque, as dimensões e o tipo dos difusores de entrada e saída de fluido são estudadas e escolhidas a fim de se promover um *thermocline* de altura reduzida.

Este sistema pode operar como sistema directo, através do fluido de armazenamento ou como indirecto em que os dois fluidos diferentes (fluido de armazenamento e HTF que circula no campo de colectores) estão separados.

Outra particularidade do sistema de armazenamento em tanque único é que este se encontra, tipicamente, cheio com material de enchimento sólido, como por exemplo, brita de quartzito e areia pura de sílica, por entre o qual circula o fluido. Esta particularidade do sistema apresenta, principalmente, vantagens económicas porque o material de enchimento é bastante mais barato que o óleo sintético ou os sais fundidos e pode ocupar cerca de 75% do volume do tanque em substituição [37].

No processo de carga, o fluido quente é introduzido no topo do tanque, fluindo através do material de enchimento, enquanto, simultaneamente, o fluido frio é extraído pela base do tanque. Neste processo é armazenado fluido quente e transferido calor do fluido para o material de enchimento.

O processo de descarga ocorre no sentido contrário em que o fluido quente é extraído do topo do tanque e o fluido frio é introduzido pela base do tanque e é aquecido, à medida que sobe através do material sólido de enchimento.

Na Figura 2.12 apresenta-se o esquema de um sistema directo de tanque único.

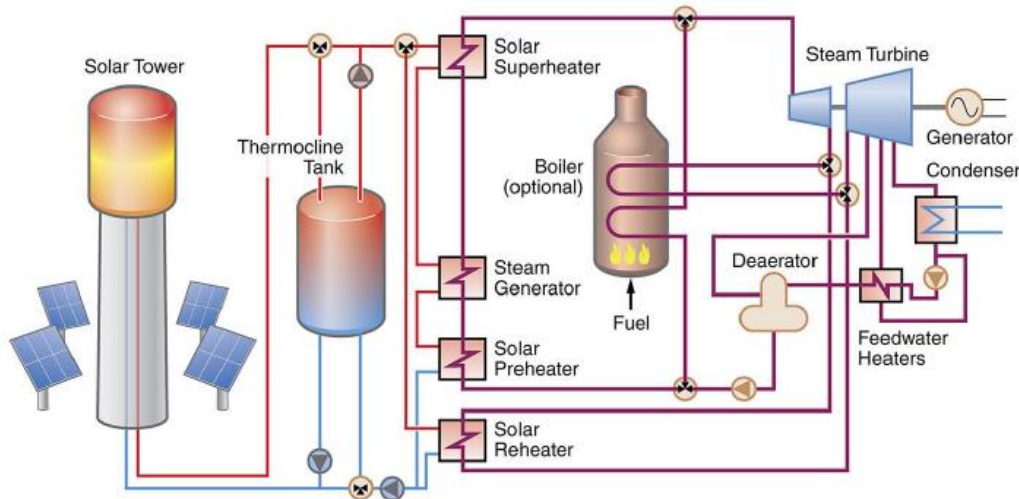


Figura 2.12 – Sistema directo de tanque único. [19]

2.2.4 Comparação entre o sistema directo e o sistema indirecto

De seguida, apresentam-se algumas das desvantagens e dificuldades dos sistemas de armazenamento directo e indirecto, bem como exemplos típicos de temperaturas do fluido de armazenamento nos tanques de determinado tipo de central CSP.

O Sistema indirecto:

- necessita de permutador de calor fluido de transporte-fluido de armazenamento com elevada eficácia e é de elevado custo;
- como mencionado, na carga, o fluido de transporte aquece o fluido de armazenamento e, na descarga, o fluido de armazenamento aquece o fluido de transporte para ser admitido ao bloco de potência. Nos dois processos ocorrem perdas térmicas na transferência de calor. Por isso, o fluido de transporte aquecido pelo fluido de armazenamento apresenta uma temperatura 10 a 20 °C inferior à temperatura com que viria do campo solar, quando admitido ao bloco de potência. Desta forma, ocorre uma redução na eficiência do ciclo de Rankine, quando a central produz electricidade, a partir do sistema de armazenamento [19].
- por exemplo, numa central de concentradores cilindro-parabólicos com armazenamento em dois tanques em que o fluido de transporte é óleo sintético e o fluido de armazenamento são sais fundidos, o fluido no tanque “frio” estará, geralmente, a 290°C, e o fluido no tanque “quente” a temperaturas que podem chegar aos 390°C [19].

O Sistema directo:

- apresenta dificuldades na utilização de sais fundidos como fluido que circula nos receptores das centrais do tipo cilindro-parabólico, devido à sua elevada temperatura de solidificação (238 °C).
- no caso de uma central de torre, o tanque “frio” e o tanque “quente” podem armazenar sais fundidos a 293°C e 560°C, respectivamente [19].

2.2.5 Comparação entre o armazenamento de energia térmica em dois tanques e em tanque único

Em termos de custo, o tanque único permite uma redução no custo do sistema de armazenamento de 35% relativamente ao sistema em dois tanques [38]. A redução de custo deve-se tanto ao facto das despesas de construção e fundações serem imputadas a um só tanque, como também ao facto de um volume significativo da capacidade de armazenamento do tanque ser constituído por material sólido de enchimento com custo inferior a qualquer HTF.

Por outro lado, uma maior altura de tanque é um parâmetro que favorece o armazenamento de energia térmica em tanque único, porque melhora as condições de estratificação de temperatura, contudo a altura dos tanques de armazenamento de energia térmica é limitada pelo facto de os tanques serem metálicos, isto é, pelo limite de tensão aplicada no material de construção dos tanques. Por esse motivo, 16 metros é a altura limite estabelecida para a sua construção [39][40].

No que respeita à implementação, o sistema de dois tanques indirecto é o sistema comercialmente mais desenvolvido, e por isso, com maior implementação, a nível mundial [41].

A primeira central CSP a implementar um sistema de dois tanques foi a central de colectores cilindro-parabólicos Andasol-1 cuja construção terminou em Novembro de 2008. Este sistema de dois tanques indirecto é constituído por tanques de 14 m de altura e 36 m de diâmetro [42] e tem uma capacidade de armazenamento de energia de 350MWh, ou seja de 7 horas à potência nominal da central (50 MW) [41][43].

Em termos de materiais e dimensões dos tanques, apresenta-se, na Tabela 2.1, a caracterização respeitante à central de torre *Solar Two* com armazenamento de sais fundidos, num sistema de dois tanques directo com a capacidade de armazenamento de 110 MWh [28].

Tabela 2.1 – Temperaturas, dimensões e materiais nos tanques da central Solar Two [28].

	Unidade	Tanque “quente”	Tanque “frio”
Temperatura nominal de operação	°C	565	290
Diâmetro	m	11,6	11,6
Altura	m	8,4	7,8
Material	-	Aço inoxidável	Aço carbono

Estes tanques apresentam, como característica, o seu revestimento exterior a alumínio [28] (Figura 2.13).

Além disso, os dois tanques são constituídos por materiais de isolamento de diferentes espessuras, apresentando o tanque “quente” uma maior espessura de material isolante na superfície lateral e no topo [28].



Figura 2.13 – Tanques da central solar Two, tanque “frio” à esquerda, tanque “quente” à direita [28].

Apesar de, como referido anteriormente, o sistema de armazenamento em tanque único ter menor custo que o sistema de dois tanques, este último é o sistema mais implementado a nível mundial, pois, apesar de o sistema de tanque único ser interessante em termos de redução de custo, a sua implementação apresenta alguns problemas técnicos, nomeadamente uma redução da eficiência de armazenamento decorrente da degradação do *thermocline* (abordada na secção 5.1) e o *thermal ratcheting*¹⁰. Sendo assim, no sentido de mitigar estes problemas e afigurando-se o sistema de tanque único como uma opção economicamente interessante, reveste-se de

¹⁰ Aumento da tensão mecânica nas paredes do tanque devido ao rearranjo espacial das partículas sólidas de enchimento. As partículas e as paredes do tanque ao aquecerem (durante a carga) expandem, sendo que a posição das partículas sólidas se rearranja. Posteriormente quando as partículas e as paredes do tanque arrefecem (durante a descarga) as partículas exercem tensão mecânica nas paredes do tanque porque não conseguem regressar à posição inicial, entretanto preenchida por outras partículas.

grande relevância o estudo e compreensão da operação deste sistema e das condições que optimizam o seu funcionamento.

No que diz respeito aos tanques únicos implementados, o primeiro e único tanque que operou numa central, até hoje, foi o tanque com *thermocline* da central de torre *Solar One* que funcionou de 1982 até 1986 [44]. Em 1986, uma explosão perto do tanque de armazenamento fracturou-o, propagando-se o incêndio ao tanque. Posteriormente, a central foi reconstruída e reconfigurada para constituir a, acima referida, central *Solar Two*.

O tanque da central *Solar One* tinha 12,2 m de altura e 18,2 m de diâmetro [18].

Na central de torre *Solar One*, o vapor era produzido no receptor, seguindo este fluido de transporte de energia ou directamente para a turbina ou para o sistema de armazenamento, transferindo energia ao fluido de armazenamento de energia do tanque, já que o armazenamento de vapor apresentava, e ainda apresenta, baixa viabilidade técnica e económica [18].

O tanque armazenava energia térmica num óleo sintético derivado do petróleo [45], com denominação comercial de Caloria HT-43, e continha material sólido de enchimento granítico, quer areia (*sand*) quer gravilha (*rock*), que se dispunham em estratos (de um só material ou da mistura de ambos) ao longo da altura do tanque (Figura 2.14) [46]. Por cima do material sólido de enchimento, ou seja, no topo interior do tanque, existia uma zona denominada *ullage space* [46], ocupada maioritariamente por azoto e alguns hidrocarbonetos gasosos (voláteis do Caloria HT-43) [46]. O sistema de armazenamento indirecto trabalhava a uma pressão média de 2240 Pa (pressão relativa) [46].

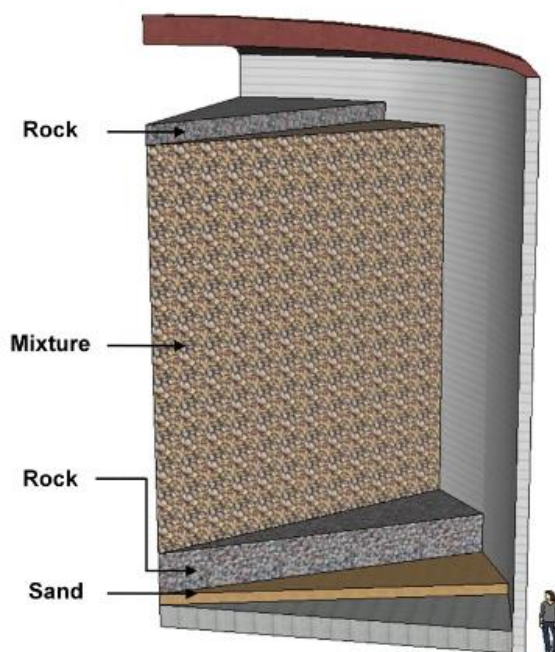


Figura 2.14 – Representação em corte dos materiais de enchimento do tanque único da central *Solar One* [46].

O sistema de armazenamento de energia térmica da central *Solar One* era, no entanto, utilizado maioritariamente como sistema de produção de vapor auxiliar [18]. Pelo facto do Caloria HT-43 apresentar uma elevada pressão de vapor, existe um limite de temperatura a que o mesmo pode ser aquecido sem que evapore (esta temática será abordada no subcapítulo 3.2). O Caloria HT-

43 era considerado caro [18] sendo que por isso, e por outras razões, a temperatura até à qual este era aquecido era controlada a fim de minimizar a sua evaporação. Neste caso, o óleo era aquecido a temperaturas máximas na ordem dos 300 °C, o que apenas permitia a produção de vapor auxiliar.

Mais recentemente, em 2012 foi construído na central Valle 2 com armazenamento de 2 tanques (50 MW, Cadiz, Espanha), um tanque único (protótipo de investigação), que difere do tanque único com *thermocline* por armazenar apenas HTF e albergar, no seu interior, um disco de material isolante que separa o HTF “quente” do HTF “frio” e que sobe ou desce consoante o tanque é descarregado ou carregado [47][48].

Como referido, este protótipo está em fase de investigação, pelo que ainda não se encontram disponíveis relatórios ou artigos sobre o seu funcionamento.

3 Tanque único com *thermocline*

Como descrito, o tanque único encontra-se cheio com material sólido, por entre o qual circula o fluido de armazenamento. O material sólido de enchimento impõe um impedimento ao movimento do fluido e, por isso, o mecanismo de transferência de calor por convecção é bastante dificultado neste sistema [18].

Como fluido de armazenamento e como material sólido de enchimento podem ser utilizados vários materiais. As suas propriedades térmicas, principalmente, as respectivas capacidades térmicas volumétricas serão descritas e discutidas neste capítulo. Também serão descritas as propriedades físicas dos fluidos de armazenamento, principalmente, as respectivas temperaturas de solidificação e pressões de vapor, sendo discutidas as implicações que estas propriedades têm no funcionamento do sistema.

3.1 Material sólido de enchimento do tanque

O material sólido de enchimento do tanque (*filler material*) consiste num material sólido granulado ou numa mistura de materiais sólidos granulados que ocupam o volume do tanque. A reunião e compactação do material sólido resultam num meio denominado leito do tanque, por onde o HTF escoia. O HTF, por sua vez, corresponde a outro meio constituindo-se o tanque com *thermocline* como um sistema com dois meios – *dual media thermocline tank*. O conjunto dos materiais, ou seja, os dois meios constituem o *Heat Storage Material* – HSM.

O escoamento do HTF, através do material sólido de enchimento, assemelha-se ao escoamento em meio poroso, que será abordado posteriormente no subcapítulo 5.2.1. A porosidade (ε), por sua vez, define-se como o rácio entre o volume de HTF e o volume do HSM.

O material sólido de enchimento do tanque inibe a difusão térmica por ser granulado [49] e previne a mistura do HTF por convecção [39], favorecendo a estratificação térmica [36]. O leito constituído por este material é responsável pela maior parte da capacidade térmica de armazenamento, sendo que a capacidade térmica volumétrica HSM será definida como (equação (3.1)):

$$Cp_{vol} = \varepsilon Cp_f \cdot \rho_f + (1 - \varepsilon) Cp_s \cdot \rho_s \quad (3.1)$$

Onde,

Cp_{vol} : capacidade térmica volumétrica do HSM [J/(m³·K)];

ε : porosidade do leito;

Cp : calor específico [J/(kg·K)];

ρ : massa volúmica [kg/m³];

f : fluido (HTF);

s : sólido (material sólido de enchimento);

Esta capacidade térmica volumétrica do HSM é a capacidade térmica volumétrica efectiva do mesmo. O cálculo das propriedades efectivas do HSM será abordado, posteriormente.

Na Tabela 3.1 estão representados a massa volúmica (ρ), o calor específico (C_p), a capacidade térmica volumétrica (ρC_p) e a condutividade térmica (k). Nas primeiras três linhas da tabela encontram-se os parâmetros para três fluidos de transferência de energia e, nas últimas duas linhas apresentam-se os materiais sólidos de enchimento.

Tabela 3.1 – Massa volúmica e calor específico médios entre as temperaturas 300 e 400 °C, capacidade térmica volumétrica e condutividade térmica de fluidos de transferência de energia e materiais sólidos de enchimento [37].

Fluido ou material sólido de enchimento	ρ (kg/m ³)	C_p (kJ/(kg·K))	ρC_p (kJ/(m ³ ·K))	k (W/(m·K))
Hitec XL	1992	1,45	2890	0,52
Solar Salt	1857	1,50	2780	0,54
Caloria HT-43	877	2,70	2370	0,09
Gravilha/areia (Central <i>Solar One</i>)	2645	1,02	2700	2,20
Gravilha/areia (Protótipo SANDIA)	2690	0,84	2260	2,40

Os materiais sólidos de enchimento apresentam uma menor capacidade térmica volumétrica que os sais fundidos Hitec XL e Solar Salt (Tabela 3.1). Contudo, como referido, o material sólido de enchimento é responsável pela maior parte da capacidade térmica volumétrica devido ao factor multiplicativo $(1 - \epsilon)$ (equação (3.1)), já que a porosidade será, normalmente, inferior a 0,4.

No caso particular da central *Solar One* o material sólido de enchimento já apresentava maior capacidade térmica volumétrica que o Caloria HT-43 e o factor multiplicativo $(1 - \epsilon)$ era de 0,78.

A selecção dos materiais sólidos para enchimento do tanque é importante tanto numa perspectiva de minimização de custos como numa perspectiva de resistência à degradação por exposição ao HTF [46].

Outros factores importantes na escolha dos materiais sólidos de enchimento são a capacidade térmica volumétrica e a condutividade térmica.

Quanto à capacidade térmica volumétrica requerem-se materiais em que a mesma seja elevada.

Relativamente à condutividade térmica, esta é um elemento importante a considerar na selecção do material, pois a transferência de calor no sólido depende apenas da condução térmica (difusão térmica) e, logo, da condutividade térmica. Desta forma, por um lado, se a condutividade térmica for pequena existirá um elevado gradiente de temperatura entre a superfície e o interior de cada partícula sólida, prejudicando a eficiência do sistema de armazenamento. Por outro lado, se a condutividade térmica for muito elevada, aumentará a

transferência de calor por difusão térmica entre partículas adjacentes. Este fenómeno destrói a estratificação térmica, apesar dos poucos pontos de contacto, pelo facto de o material ser granulado [46].

Perante estes requisitos, a brita de quartzito e a areia pura de sílica são considerados os materiais sólidos mais adequados para enchimento do tanque, de entre materiais como a barita, a bauxita, o calcário, a magnasita ou o mármore [39].

3.2 Fluido de transferência de calor

Como fluido de transferência de calor utilizado no sistema de armazenamento, foram, inicialmente, utilizados óleos sintéticos como, por exemplo, o já referido Caloria-HT-43.

Mais recentemente, quer devido aos custos elevados quer devido a limitações da temperatura máxima dos óleos (cerca de 300 °C), tem-se vindo a optar por sais fundidos que permitem temperaturas máximas na ordem dos 560 °C e apresentam custos bastante mais reduzidos que os óleos sintéticos. Por se atingirem temperaturas mais elevadas, a utilização de sais fundidos maximiza a produção de energia eléctrica através do armazenamento de energia térmica, visto que permite uma temperatura de entrada no bloco de potência mais elevada, com as respectivas vantagens na eficiência térmica do ciclo de Rankine.

No entanto, com a utilização dos sais fundidos, veio a conhecer-se o problema que decorre da temperatura mínima para mudança de fase, ou seja, os sais fundidos solidificam a uma temperatura entre 130 °C e 230 °C [50]. Porém, as vantagens continuam a ser significativas, o que tem levado a que seja necessário assegurar que os sais não solidifiquem. Assim, uma das soluções mais utilizada é a recolha dos mesmos a um tanque de estabilização isotérmica com vista à manutenção da temperatura mínima nesses sais. Neste tanque os sais fundidos são mantidos a uma temperatura superior à de solidificação através do seu aquecimento por resistências eléctricas posicionadas no fundo do tanque ou aquecimento através da queima de combustíveis fósseis. Isto levou a linhas de investigação, neste âmbito, a fim de desenvolver sais fundidos com temperaturas de solidificação mais baixas, que possam, pelo menos, ser mantidas sem auxílio de uma fonte de energia externa ao sistema.

Os óleos sintéticos mais utilizados são os seguintes: Caloria-HT-43 e Therminol VP-1.

Dos sais fundidos destacam-se o Solar Salt (60% NaNO_3 , 40% KNO_3), e o HITEC XL (43% KNO_3 , 42% CaNO_3 , 15% NaNO_3). Na Tabela 3.2 apresenta-se a temperatura de solidificação de cada um dos fluidos de transferência de calor.

Tabela 3.2 - Temperatura de solidificação de cada HTF [51].

HTF	Temperatura de solidificação [°C]
Caloria HT-43 [®]	15
Therminol VP-1 [®]	12
Solar Salt	238
HITEC XL	149

Comparando as temperaturas de solidificação dos fluidos de transferência de calor expressas na Tabela 3.2 verifica-se o discutido anteriormente, ou seja, que a temperatura de solidificação dos óleos sintéticos é bastante inferior à temperatura de solidificação dos sais fundidos.

Por outro lado, para uma mesma temperatura, a pressão de vapor dos óleos sintéticos é mais elevada que a dos sais fundidos, ocorrendo, mais facilmente, a evaporação de moléculas de óleo sintético. Assim, devido à elevada pressão de vapor dos óleos sintéticos, para os aquecer acima de determinada temperatura teria de se pressurizar o sistema, o que não é economicamente viável e aumenta de sobremaneira a complexidade do mesmo.

Os sais fundidos apresentam-se como melhores candidatos a fluidos de armazenamento que os óleos sintéticos, pois a temperaturas próximas dos 500 °C têm pressões de vapor baixas. Além disso e além do custo inferior dos sais fundidos, estes apresentam maior capacidade térmica volumétrica que os óleos sintéticos (Tabela 3.1), sendo necessário um menor volume para armazenar a mesma quantidade de energia.

3.3 Escoamento do HTF no tanque único

Tal como foi referido, o tanque único é constituído por um leito de material sólido, granulado, por onde escoar o fluido de transferência de calor utilizado no sistema de armazenamento. Contudo, antes do HTF escoar através do leito, a sua admissão ao tanque é efectuada através de um distribuidor¹¹, existindo um distribuidor no topo do tanque, e outro na base do mesmo.

Ao escoamento do HTF está associada uma determinada velocidade de escoamento, consoante escoar através do distribuidor ou através do leito. A velocidade com que o HTF escoar nos distribuidores designa-se por velocidade superficial, enquanto que a velocidade do escoamento do HTF através do material de enchimento do tanque designa-se por velocidade intersticial (Figura 3.1).

O módulo destas duas velocidades determina-se, através da equação (3.2) e da equação (3.3).



Figura 3.1 – Velocidade superficial e velocidade intersticial do HTF no tanque único.

¹¹ O distribuidor é uma superfície muito perfurada, por onde o HTF entra e sai do tanque que permite obter um perfil de velocidade do tipo tampão e que, adicionalmente, evita que a areia existente no leito possa ser arrastada para as condutas.

$$v_{sup} = \frac{\dot{V}}{A} \quad (3.2)$$

$$v_{int} = \frac{v_{sup}}{\varepsilon} = \frac{\dot{V}}{\varepsilon \cdot A} \quad (3.3)$$

Onde,

v: módulo da velocidade do escoamento [m/s];

\dot{V} : caudal volúmico [m³/s];

A: Área perpendicular ao escoamento [m²];

ε : porosidade do leito;

_{sup}: superficial;

_{int}: intersticial;

4 Modelação do funcionamento do tanque único

Na literatura, existem vários artigos publicados a respeito de sistemas de armazenamento de tanque único com *thermocline* que modelam a energia armazenada no interior do tanque para uma carga ou descarga através de modelos computacionais unidimensionais [39][40][51][52] ou modelos de duas dimensões [53][54][55].

Os modelos unidimensionais estudam o tanque na sua dimensão axial (altura do tanque), produzindo perfis de temperatura (altura de tanque *vs* temperatura), enquanto os modelos de duas dimensões estudam o tanque nas dimensões axial e radial (altura e raio do tanque), produzindo distribuições de temperatura no eixo longitudinal e no eixo transversal do tanque.

4.1 Modelos unidimensionais

Tal como exposto anteriormente, os modelos unidimensionais estudam o tanque segundo a sua altura e, para isso, dividem esta dimensão num determinado número de células de controlo contíguas.

Para efectuar cálculos relativos à temperatura, os modelos encerram um conjunto de suposições, muitas vezes, baseadas em trabalhos que validam essas mesmas suposições.

Nestes modelos, é frequente encontrarem-se as seguintes suposições/considerações:

- as propriedades térmicas dos materiais são independentes da temperatura ($\frac{\partial}{\partial T} \phi = 0$);
- a temperatura em cada partícula do material sólido de enchimento é homogénea ($T_{particle} = constant$);
- o material sólido de enchimento e o HTF à mesma cota e, por isso, na mesma célula de controlo, estão à mesma temperatura ($T_{s,z} = T_{f,z}$);
- o tanque é adiabático ($Q_{walls} = 0$);

Sobre a última suposição, pode-se considerar que o gradiente de temperatura na direcção radial é pequeno e, por isso, negligenciável quando o tanque de armazenamento é bem isolado [19], considerando-se, assim, que o tanque é adiabático.

Naturalmente existem modelos cujas considerações são as contrárias às mencionadas, por exemplo, modelos que não consideram equilíbrio térmico local, calculando, para a mesma célula de controlo diferentes temperaturas para o HTF e para o material sólido de enchimento do tanque [39][52]. Segundo este princípio, naturalmente que, consoante as suposições de cada modelo, são utilizadas diferentes equações, para expressar as respectivas suposições.

Muitos artigos publicados estudam o desempenho do sistema de armazenamento de tanque com *thermocline* através de modelos unidimensionais baseados nas equações de Schumann [56] (equação (4.1) e equação (4.2)) que descrevem a transferência de calor entre o HTF e o material sólido de enchimento.

Schumann [57] apresentou duas equações para realizar o balanço energético ao sistema: a equação (4.1) que diz respeito ao balanço do fluido e a equação (4.2) que diz respeito ao

balanço do material sólido de enchimento. Estas duas equações têm duas incógnitas (a temperatura do HTF e a temperatura das partículas sólidas de enchimento), pois, consideram que, na célula de controlo, não há equilíbrio térmico local e, por isso, as temperaturas do HTF e do material sólido podem ser diferentes.

$$(\rho \cdot Cp)_f \cdot \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = - \frac{\dot{m} \cdot Cp_f}{A} \frac{\partial T_f}{\partial z} + h_v(T_s - T_f) \quad (4.1)$$

$$(\rho \cdot Cp)_s \cdot (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = h_v(T_f - T_s) \quad (4.2)$$

Em que:

ρ : massa volúmica [kg/m³];

Cp : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];

ε : porosidade;

T : temperatura [K];

t : tempo [s];

\dot{m} : caudal mássico [kg/s];

A : área transversal do leito do tanque [m²];

z : altura [m];

h_v : coeficiente volumétrico de transferência de calor [W/(m³.K)];

f : fluido (HTF);

s : sólido (material sólido de enchimento);

O termo $\frac{\partial T}{\partial t}$ em ambas as equações é o termo transiente, porque expressa a transferência de calor em cada instante (instante é definido como o tempo de integração escolhido no modelo). Este termo é ponderado pela porosidade ou pelo seu complementar para o HTF (equação (4.1)) e para o material sólido de enchimento (equação (4.2)), respectivamente.

O termo $\frac{\partial T}{\partial z}$ da equação (4.1) é o termo convectivo do HTF onde consta a velocidade de escoamento. Naturalmente, este termo não se encontra disponível para o balanço, no material de enchimento sólido.

O termo h_v em ambas as equações expressa a transferência de calor entre o HTF e as partículas sólidas de enchimento, através de um coeficiente global de transmissão de calor. Este termo designa-se por termo de transmissão de calor entre os dois meios.

A partir das equações de Schumann, Kolb [40] propôs as equações (4.3) e (4.4). Estas equações, tal como as equações de Schumann, descrevem a transferência de calor entre o HTF e o material sólido de enchimento e consideram, também, a difusão térmica no HTF e no material sólido de enchimento expressa através do termo $\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ e da condutividade térmica k .

$$(\rho \cdot Cp)_f \cdot \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = - \frac{\dot{m} \cdot Cp_f}{A} \frac{\partial T_f}{\partial z} + k_f \cdot \varepsilon \frac{\partial^2 T_f}{\partial z^2} + h_v(T_s - T_f) \quad (4.3)$$

$$(\rho \cdot Cp)_s(1 - \varepsilon) \frac{\partial T_s}{\partial t} = k_s(1 - \varepsilon) \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} + h_v(T_f - T_s) \quad (4.4)$$

Em que:

ρ : massa volúmica [kg/m³];

Cp : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];

ε : porosidade;

T : temperatura [K];

t : tempo [s];

\dot{m} : caudal mássico [kg/s];

A : área transversal do leito do tanque [m²];

z : altura [m];

k : condutividade térmica [W/(m.K)]

h_v : coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/(m³.K)];

f : fluido (HTF);

s : sólido (material sólido de enchimento);

Como exemplo, os modelos unidimensionais permitiram estudar a influência de determinados parâmetros no desempenho do sistema de armazenamento, nomeadamente parâmetros como: o diâmetro das partículas do material sólido de enchimento [51][49], o rácio entre a altura e o diâmetro do tanque [58], entre outros.

4.2 Modelos de duas dimensões

Por outro lado, existem modelos de duas dimensões, caracterizados por apresentarem um custo computacional bastante mais elevado, que estudaram a influência no desempenho do sistema de armazenamento de parâmetros como: perdas de calor, nomeadamente, durante o *standby period*¹² [54], o caudal do HTF [54], a altura do tanque [54], a temperatura de entrada do HTF no tanque [54], o coeficiente de transferência de calor volumétrico [55], a variação de temperatura num tanque não adiabático [53], entre outros.

4.3 Modelo utilizado

Os estudos realizados, neste trabalho, nomeadamente o “Estudo da degradação do *thermocline*” e o “Estudo da perda de carga” que se encontram no próximo capítulo foram efectuados através de um modelo unidimensional cujo código foi escrito em *Visual Basic for Applications* e executado no *Microsoft Excel*.

No modelo foram considerados os parâmetros do tanque único da central *Solar One*. Estes parâmetros estão representados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Parâmetros considerados no cálculo da degradação do *thermocline*.

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Altura do tanque	h	[m]	12
Diâmetro do tanque	D	[m]	18,2
Temperatura do Caloria HT-43 “quente”	T _{max}	[°C]	295,2
Temperatura do Caloria HT-43 “frio”	T _{min}	[°C]	179,2
Caudal mássico do Caloria HT-43	\dot{m}	[kg/s]	30
Porosidade	ε	-	0,22

Por se tratar de um modelo unidimensional, os cálculos são efectuados para o conjunto de células, que dizem respeito à altura do tanque (células de controlo).

Desta forma, pelo facto de o modelo ser unidimensional, não se contempla o estudo da componente radial do tanque.

O número de células de controlo utilizado foi de 800 células, resultado do estudo de convergência numérica da malha computacional [59], sendo a altura ou espessura de cada célula de controlo 0,015 m [59]. Por outro lado, o intervalo de tempo de integração foi de 5 s, resultado do mesmo estudo de convergência numérica [59].

¹² Período de tempo em que o tanque não está em carga nem em descarga, não havendo, por isso, trocas de massa com o exterior.

5 Estudo dos parâmetros

5.1 Estudo da degradação do *thermocline*

Um *thermocline* é definido como um gradiente de temperatura elevado entre duas zonas isotérmicas. Uma característica do *thermocline* é o facto de, num processo de carga ou descarga, ocorrer um aumento na sua extensão, ou seja, ocorrer um aumento da extensão da zona não isotérmica. Este fenómeno pode-se entender como uma degradação do *thermocline*, e é assim designado.

Também ocorre degradação do *thermocline* quando o tanque não está a ser carregado nem descarregado, ou seja, durante o *standby period*. Contudo, a degradação do *thermocline* neste intervalo de tempo não foi estudada no presente trabalho.

Existem, na literatura, trabalhos que através de modelos computacionais modelaram a operação do tanque único com *thermocline* [39][40][51][52][53][54][55]. Caso os trabalhos tenham efectuado modelação unidimensional apresentam os resultados, tipicamente, representando graficamente o perfil de temperatura em função da altura do tanque. Assim, geralmente, um dos resultados apresentados é a representação gráfica dos perfis de temperatura do processo de uma operação. Na Figura 5.1 estão representados estes perfis ao longo de um processo de descarga, sendo que, neste caso, os parâmetros representados foram adimensionalizados.

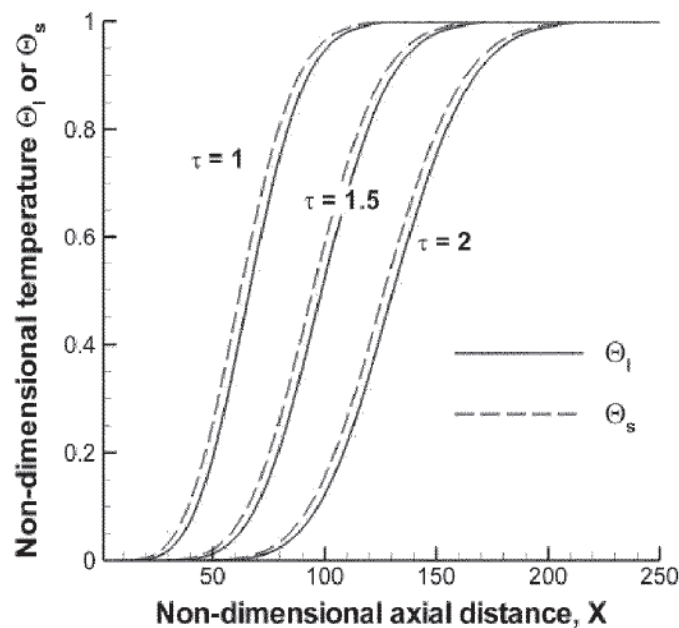


Figura 5.1 - Perfis de temperatura do HTF (θ_i) e do material sólido de enchimento (θ_s) em três tempos de operação ($\tau=1$ início; $\tau=1.5$ meio; $\tau=2$ fim) de uma descarga em função da altura do tanque. [51].

Assim, estes trabalhos apresentam gráficos com os perfis de temperatura para uma operação, mas não estudam nem analisam a degradação do *thermocline* ao longo de sucessivos ciclos de operação¹³. Por outras palavras, a degradação do *thermocline* numa única operação é abordada

¹³ Séries de operações de carga e descarga consecutivas.

em alguns artigos, contudo o estudo da mesma ao longo de vários ciclos de operação consecutivos parece ser muito escasso na literatura.

Este estudo da degradação do *thermocline* para ciclos de operação consecutivos afigura-se como bastante relevante, pois modela a degradação do *thermocline* existente na operação real de um sistema de armazenamento em tanque único.

Mais especificamente, a degradação do *thermocline* tem implicações na operação de uma central de CSP, na medida em que, é um fenómeno que está directamente ligado à eficiência do armazenamento de energia térmica no tanque, sendo que quanto mais degradado está o *thermocline* menor é a eficiência de armazenamento (como será definido e calculado mais à frente). Isto devido ao facto da energia térmica armazenada no *thermocline* não ser considerada energia útil, já que a zona de *thermocline* é, por definição, uma zona de gradiente elevado de temperatura, em que a temperatura é sempre inferior à temperatura da zona isotérmica quente. Daqui decorre que o ciclo de Rankine opere com menor eficiência. Por outro lado, a temperatura na zona de *thermocline* é sempre superior à temperatura da zona isotérmica fria. Assim, daqui decorre que, no caso de um sistema de armazenamento directo, diminua a eficiência de recolha da energia solar térmica ou, no caso de um sistema indirecto diminua a eficácia da transferência de calor no permutador de calor, entre o fluido de transporte e o fluido de armazenamento.

Por estes motivos, a modelação da operação do sistema de armazenamento em tanque único é de grande importância para a optimização do desempenho da central térmica e dos custos associados a este sistema.

5.1.1 Metodologia

Considerando que o diâmetro do tanque é, tipicamente, superior à altura do mesmo e que estes tanques apresentam forte isolamento térmico, as trocas de calor com o exterior ocorrem em quantidade reduzida para o intervalo de tempo considerado numa operação de carga ou descarga. Desta forma, considera-se que a influência de eventuais trocas de calor com o exterior é reduzida e de efeito localizado junto às paredes, resultando assim num valor de temperatura praticamente constante ao longo de toda uma secção transversal do tanque.

Deste pressuposto resulta que o tanque é considerado adiabático e o cálculo de transferência de calor considera, somente, a transferência de calor que se processa no interior do tanque, sendo esta modelada nas células de controlo.

Neste estudo, considerou-se que o material de enchimento do tanque se encontrava uniformemente distribuído e, por isso, a porosidade no tanque, foi considerada constante (Tabela 4.1).

Também foi tido em conta a não existência de gradiente de temperatura nas partículas sólidas do material de enchimento do tanque, ou seja, a distribuição de temperatura no interior de cada partícula sólida é isotérmica, por se considerar que a condutividade térmica na partícula é infinita. Quando a partícula recebe energia toda a partícula aumenta de temperatura e, por oposição, quando a partícula fornece energia, toda a partícula diminui de temperatura.

Outro pressuposto que se considerou foi que, à mesma cota do tanque, o material sólido de enchimento e o HTF estão à mesma temperatura. Desta forma, o ΔT entre fluido e sólido é nulo

o que faz com que o termo de transmissão de calor entre os dois meios nas equações (4.3) e (4.4) se anulem, resultando na equação (5.1).

$$(\rho \cdot Cp)_f \varepsilon \frac{\partial T}{\partial t} + (\rho \cdot Cp)_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{\dot{m} \cdot Cp_f}{A} \frac{\partial T}{\partial z} + k_f \varepsilon \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + k_s (1 - \varepsilon) \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (5.1)$$

Em que:

ρ : massa volúmica [kg/m³];

Cp : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];

ε : porosidade;

T : temperatura [K];

t : tempo [s];

z : altura [m];

\dot{m} : caudal mássico [kg/s];

A : área transversal do leito do tanque [m²];

k : condutividade térmica [W/(m.K)];

f : fluido (HTF);

s : sólido (material sólido de enchimento);

Por outro lado, através do pressuposto do parágrafo anterior, considerou-se que o HTF e o material sólido de enchimento constituem um único meio de armazenamento de energia térmica, designado por meio de armazenamento efectivo. O meio de armazenamento efectivo resume as propriedades dos dois meios, calculando-se recorrendo à porosidade. Deste modo, o cálculo das propriedades (massa volúmica, calor específico a pressão constante e condutividade térmica) deste meio único foi efectuado através da equação (5.2) e, deste modo, a equação (5.1) resulta na equação (5.3).

$$\phi_{eff} = \varepsilon \cdot \phi_f + (1 - \varepsilon) \phi_s \quad (5.2)$$

$$(\rho \cdot Cp)_{eff} \frac{\partial T}{\partial t} = - \frac{\dot{m} \cdot Cp_f}{A} \frac{\partial T}{\partial z} + k_{eff} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (5.3)$$

Em que:

ϕ : propriedade do material (massa volúmica, calor específico a pressão constante ou condutividade térmica);

ε : porosidade;

ρ : massa volúmica [kg/m^3];

C_p : calor específico a pressão constante [$\text{J}/(\text{kg.K})$];

T : temperatura [K];

t : tempo [s];

\dot{m} : caudal mássico [kg/s];

A : área transversal do leito do tanque [m^2];

z : altura [m];

k : condutividade térmica [$\text{W}/(\text{m.K})$];

f : fluido (HTF);

s : sólido (material sólido de enchimento);

ϵ_{eff} : efectivo/a;

Através da discretização da equação (5.3) através do método das diferenças finitas [59] é calculado o perfil de temperatura do HSM, para cada célula, ao longo do tempo de duração da respectiva operação. Operação é o termo utilizado para denominar tanto uma operação de carga, como uma operação de descarga. Do final de cada operação resulta um perfil de temperatura do HSM. É este perfil de temperatura que será utilizado como resultado para a análise efectuada na próxima secção.

Os cálculos são efectuados para operações consecutivas de carga-descarga ou descarga-carga sem períodos de *standby*. Duas operações consecutivas constituem um ciclo de operação. Sendo assim, os ciclos de operação diferem apenas na ordem das operações. O ciclo de carga-descarga será designado por tipo I e o ciclo de descarga-carga por tipo II. Em geral, os resultados serão apresentados para estes dois tipos de ciclos e, quando assim não for, o mesmo será explicitado, no texto.

As principais propriedades térmicas dos materiais de armazenamento de energia considerados (Caloria HT-43 e material sólido de enchimento constituído por areia e gravilha graníticas), encontram-se expressas na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2.

Tabela 5.1 - Propriedades do Caloria HT-43

Propriedade	Equação	Unidade	Referência
Massa volúmica	$\rho_f = 894 - 0,375T$	$\rho_f : [\text{kg/m}^3]$ $T : [^\circ\text{C}]$	[18]
Calor específico a pressão constante	$C_{p_f} = 1740 + 3,77T$	$C_{p_f} : [\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]$ $T : [^\circ\text{C}]$	[18]
Condutividade	$k_f = 0,125 - 1,4 \cdot 10^{-4}T$	$k_f : [\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$ $T : [^\circ\text{C}]$	[40]

Tabela 5.2 – Propriedades do material de enchimento: areia e gravilha graníticas.

Propriedade	Equação	Unidade	Referência
Massa volúmica	$\rho_s = 2643$	$\rho_s : [\text{kg/m}^3]$	[18]
Calor específico a pressão constante	$C_{p_s} = 810 + 0,75T$	$C_{p_s} : [\text{J}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})]$ $T : [^\circ\text{C}]$	[18]
Condutividade	$k_s = 2,2$	$k_s : [\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})]$	[40]

Na Tabela 5.1 apresentam-se as equações que expressam as propriedades do fluido térmico Caloria HT-43 em função da temperatura.

Na Tabela 5.2, apresentam-se as propriedades consideradas para o material sólido de enchimento, sendo que o calor específico a pressão constante varia com a temperatura, mas a massa volúmica e a condutividade térmica são independentes da temperatura, tal como descrito na literatura.

Tal como já foi referido, o cálculo do perfil de temperatura no HSM é efectuado através da solução algébrica da equação (5.3) [59]. Este cálculo parte de uma solução inicial do perfil de temperatura, definida pelo operador. Para as operações posteriores, o cálculo utiliza o perfil de temperatura da operação anterior.

A solução inicial utilizada neste trabalho foi a solução inicial *half charged/half discharged* (*hc/hd*). Esta solução inicial constitui uma solução inicial conceptual, com *thermocline* de altura nula, em que a metade superior do HSM está à temperatura da zona isotérmica de temperatura mais elevada (295,2 °C) e a metade inferior do HSM está à temperatura da zona isotérmica de temperatura mais baixa (179,2 °C) (Figura 5.2 e Figura 5.3).

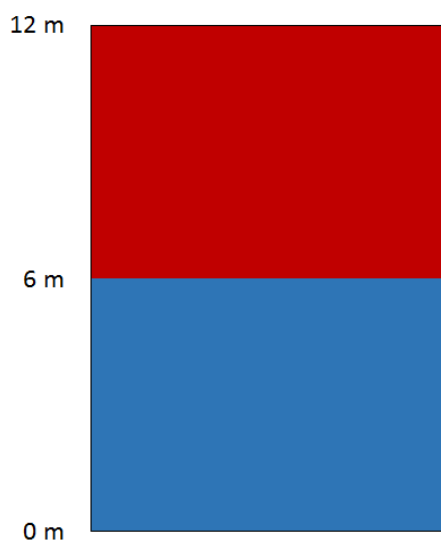


Figura 5.2 – Representação do perfil de temperatura da solução inicial hc/hd no tanque único.

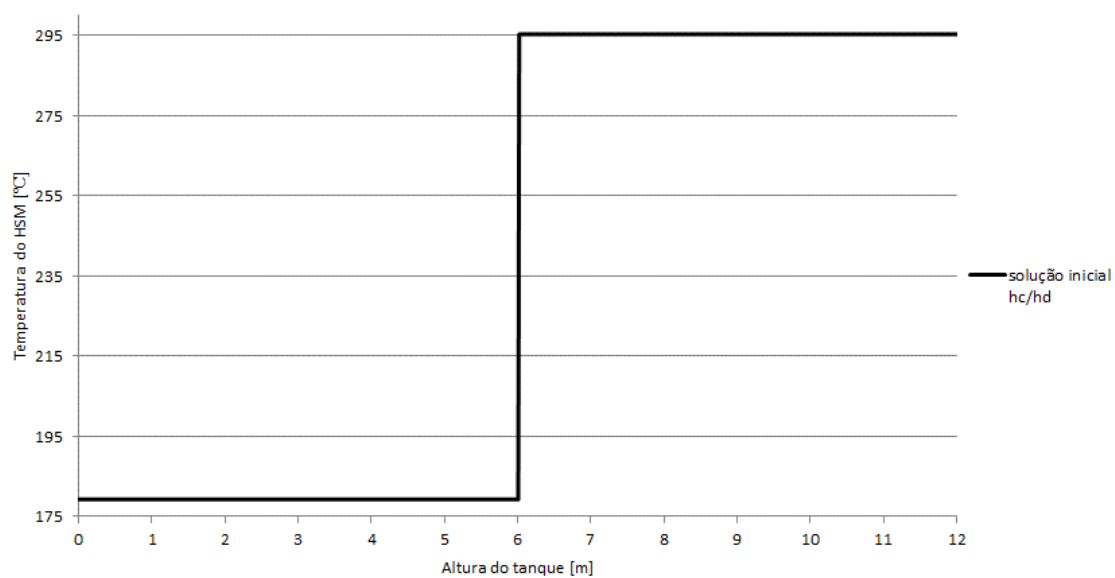


Figura 5.3 – Perfil de temperatura da solução inicial hc/hd .

Partindo da solução inicial escolhida e efectuando o número de operações definidas pelo operador, obtém-se um determinado perfil de temperaturas resultante. Na Figura 5.4 e na Figura 5.5 está representado um perfil de temperaturas do HSM.

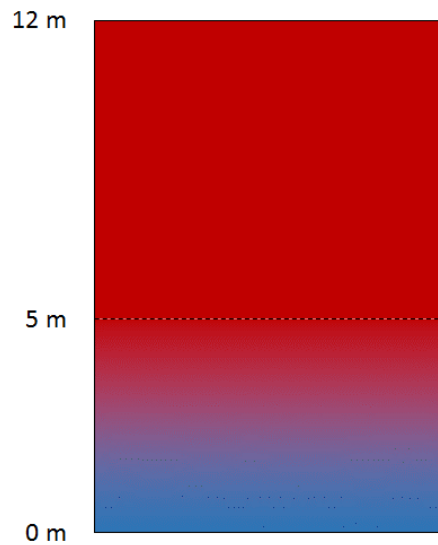


Figura 5.4 – Representação de determinado perfil de temperaturas do HSM no tanque único.

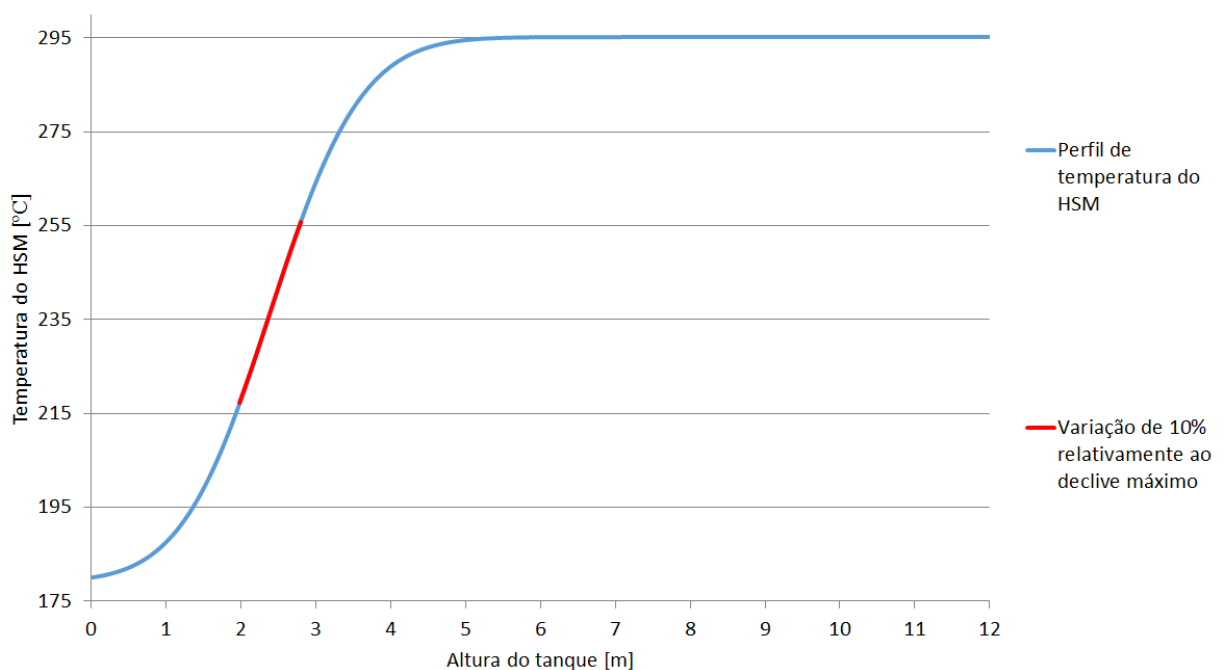


Figura 5.5 - Perfil de temperatura do HSM e variação de 10% relativamente ao declive máximo do mesmo.

Como se observa na Figura 5.5, na zona do *thermocline* (aproximadamente até aos 5 metros de altura do tanque) verifica-se que o declive do perfil varia em toda a sua extensão.

Perante isto, para se estudar a degradação do *thermocline* foi determinado um ângulo θ^* para cada perfil de temperatura do HSM. Este ângulo foi determinado através do declive da recta considerando as grandezas temperatura e altura do tanque das células de controlo consideradas. O declive foi considerado representativo para valores entre os 90 % e os 100 % do valor de declive máximo do perfil de temperatura, tal como está representado na Figura 5.5 e na Figura 5.6.

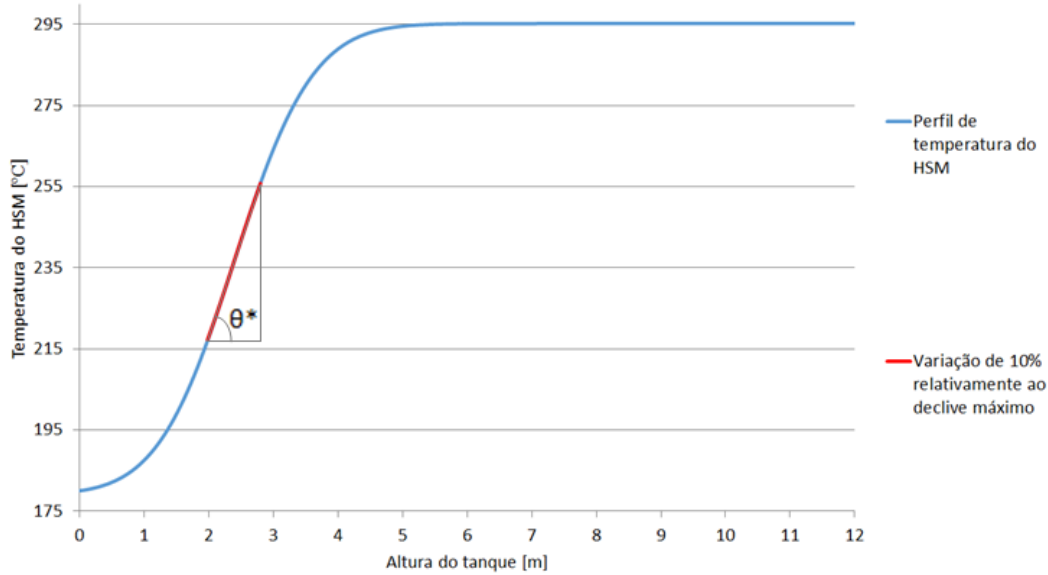


Figura 5.6 - Representação exemplificativa do intervalo de temperaturas e alturas do tanque utilizadas para o cálculo do ângulo θ^* .

Para efectuar o cálculo do declive foi necessário proceder à adimensionalização das grandezas, de forma a tornar os resultados independentes dos valores absolutos. Assim, as grandezas em causa foram substituídas pelo rácio entre a diferença de valores verificada e a diferença de valores máxima possível. Utilizou-se, assim, um intervalo de valores de temperatura ΔT e correspondentes alturas do tanque denominadas Δh para o cálculo expresso através da equação (5.4).

O θ^* , determinado a partir do perfil de temperatura, foi calculado através da equação (5.5).

$$s^* = \frac{\frac{\Delta T}{\Delta T_{max}}}{\frac{\Delta h}{\Delta h_{total}}} \quad (5.4)$$

$$\theta^* = \tan^{-1}(s^*) \quad (5.5)$$

Em que:

s^* : declive adimensionalizado;

ΔT : intervalo de temperaturas consideradas [K];

Δh : intervalo de alturas de tanque consideradas [m];

θ^* : ângulo determinado a partir do perfil de temperatura [$^\circ$];

$_{max}$: máximo;

$_{total}$: total;

Para o cálculo de θ^* , a variável ΔT_{max} assumiu o valor 116 $^\circ\text{C}$ (correspondente à diferença entre T_{max} e T_{min}) e Δh_{total} assumiu o valor 12 m (altura total do tanque).

Para estudar a degradação do *thermocline*, implementou-se no modelo um controlo que sinaliza a ocorrência de altura nula de uma das zonas isotérmicas. Este controlo permitiu, assim, definir um critério de paragem dos cálculos, de modo a que fosse possível assegurar que em todas as simulações existia a mesma potência térmica a entrar e a sair do tanque, de forma a poder comparar os resultados.

O critério de paragem define quando termina a sucessão de cálculos relativos à série de ciclos de operação e teve como referência a altura nula de uma das zonas isotérmicas. A altura nula da zona isotérmica fria ocorre quando a temperatura da célula de controlo da base do tanque é superior a T_{min} , ou seja, superior a 179,2 $^\circ\text{C}$. Já a altura nula da zona isotérmica quente verifica-se quando a temperatura da célula de controlo do topo do tanque é inferior a T_{max} , ou seja, inferior a 295,2 $^\circ\text{C}$. Assim, como critério de paragem foi definido o seguinte: que o cálculo ocorria até à variação de 1 $^\circ\text{C}$ nas células de controlo da base e do topo do tanque. Assim, o cálculo ocorria até que, na carga, a temperatura da célula de controlo na base do tanque fosse inferior a 180,2 $^\circ\text{C}$ e, na descarga, a temperatura na célula de controlo do topo do tanque fosse superior a 294,2 $^\circ\text{C}$.

Esta variação de 1 $^\circ\text{C}$ foi considerada ajustada ao modelo, pois adequa-se à finalidade dos resultados. Tinha sido efectuado um ensaio exploratório para um intervalo de 3 $^\circ\text{C}$ mas, neste caso, o número de operações até ao critério de paragem (definido para 3 $^\circ\text{C}$) era tão elevado que não beneficiava a obtenção de resultados. Neste caso, um número tão elevado de operações até ao critério de paragem deve-se à redução da taxa de degradação do *thermocline* com o decorrer das operações como será descrito na secção 5.1.2.2.

Deste modo, foram efectuados ciclos consecutivos até se verificar o critério de paragem (variação de 1 $^\circ\text{C}$). As operações apresentadas nos resultados (5.1.2.2 Degradação do *thermocline* ao longo de sucessivas operações), foram as operações decorridas até à verificação deste critério.

5.1.2 Resultados

5.1.2.1 Degradação do *thermocline* numa única operação

Para efeito do estudo de degradação do *thermocline*, foi efectuada uma carga com duração de 6 h e cujos perfis de temperatura horários se apresentam na Figura 5.7. De forma análoga, foi efectuada uma descarga com a mesma duração e cujos perfis horários se apresentam na Figura 5.8. Ambos os testes utilizaram a solução inicial hc/hd já descrita.

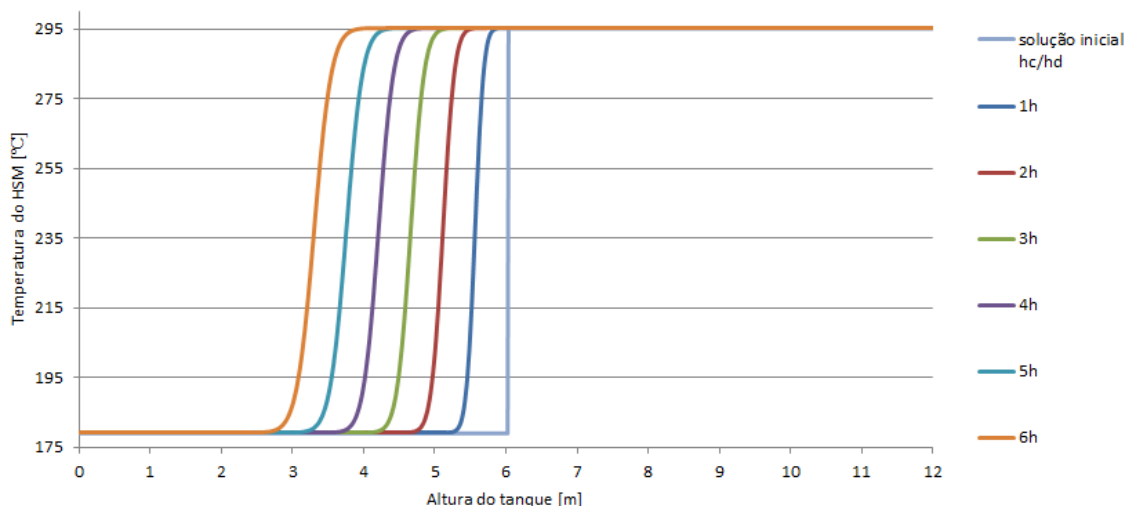


Figura 5.7 - Perfis de temperatura horários do HSM ao longo de uma carga de 6 horas.

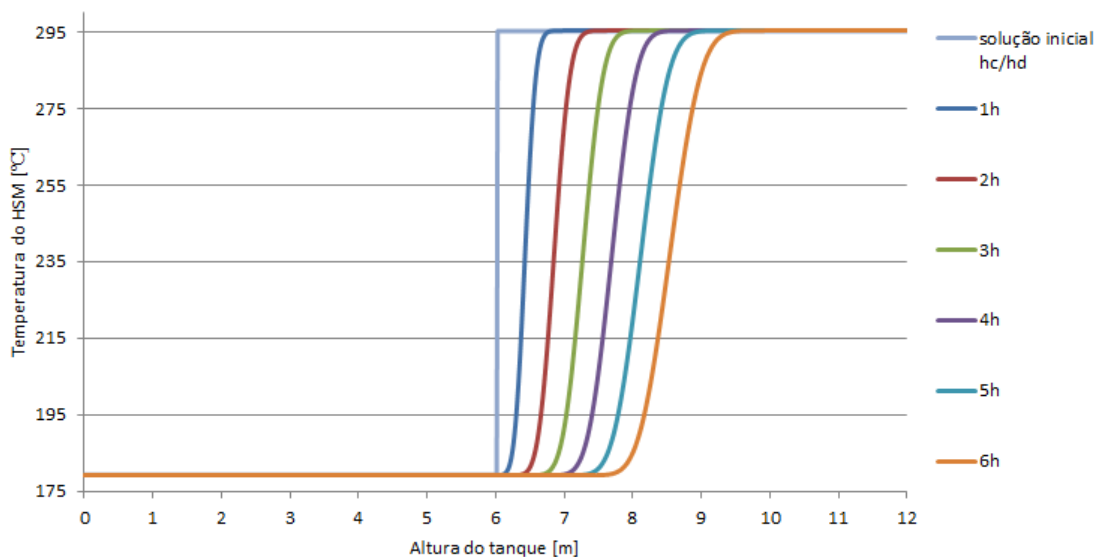


Figura 5.8 - Perfis de temperatura horários do HSM ao longo de uma descarga de 6 horas.

Como aludido, numa única operação ocorre degradação do *thermocline*. Este fenómeno contínuo no tempo é representado nas figuras de hora a hora.

Assim, a altura de tanque ocupada pelo *thermocline*, inexistente na solução inicial, aumentou 1,44 m na carga e 2,01 m na descarga. Esta maior degradação do *thermocline* na operação de descarga comparativamente à carga será explicada, mais à frente, na secção seguinte.

As figuras anteriores foram casos exemplificativos da degradação do *thermocline* para as operações de 6 horas, partindo da referida solução inicial. Adicionalmente, foram realizados ensaios idênticos para durações de operação de 3 h a 8 h. Estes resultados estão representados na Tabela 5.3, onde está representado ângulo θ^* do perfil de temperatura e a altura do *thermocline* no final das operações de vários tempos de duração.

Tabela 5.3 – Altura do *thermocline* (TC) em função da duração da operação carga ou descarga partindo da solução inicial hc/hd .

Duração da operação [h]	Carga		Descarga	
	θ^* [°]	Altura do TC [m]	θ^* [°]	Altura do TC [m]
3	88,1	1,13	87,2	1,40
4	87,9	1,25	86,6	1,62
5	87,8	1,37	86,1	1,82
6	87,6	1,44	85,7	2,01
7	87,5	1,52	85,2	2,19
8	87,4	1,59	84,8	2,34

Observa-se que no final das operações de maior duração o *thermocline* apresenta maior altura e um menor ângulo θ^* . Verifica-se então, que no final das operações de maior duração o *thermocline* está mais degradado do que nas de menor duração.

5.1.2.2 Degradação do *thermocline* ao longo de sucessivas operações

Para estudar a degradação do *thermocline* ao longo de sucessivas operações calcularam-se os sucessivos perfis de temperatura do HSM.

A título exemplificativo, e para explicar alguns fenómenos verificados na degradação do *thermocline*, estes cálculos foram efectuados para as operações representadas na Tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Descrição da sequência de operações efectuadas para os dois tipos de ciclos.

Ordem das operações	Duração [h]	Ciclos tipo I	Ciclos tipo II
		Operação	Operação
1 ^a	6	Carga	Descarga
2 ^a	6	Descarga	Carga
3 ^a	6	Carga	Descarga
4 ^a	6	Descarga	Carga
5 ^a	6	Carga	Descarga
6 ^a	6	Descarga	Carga
7 ^a	6	Carga	Descarga
8 ^a	6	Descarga	Carga
9 ^a	6	Carga	Descarga
10 ^a	6	Descarga	Carga
11 ^a	6	Carga	Descarga
12 ^a	6	Descarga	Carga

Na Figura 5.9, estão representados os perfis de temperatura das cargas efectuadas nos ciclos tipo I (Tabela 5.4).

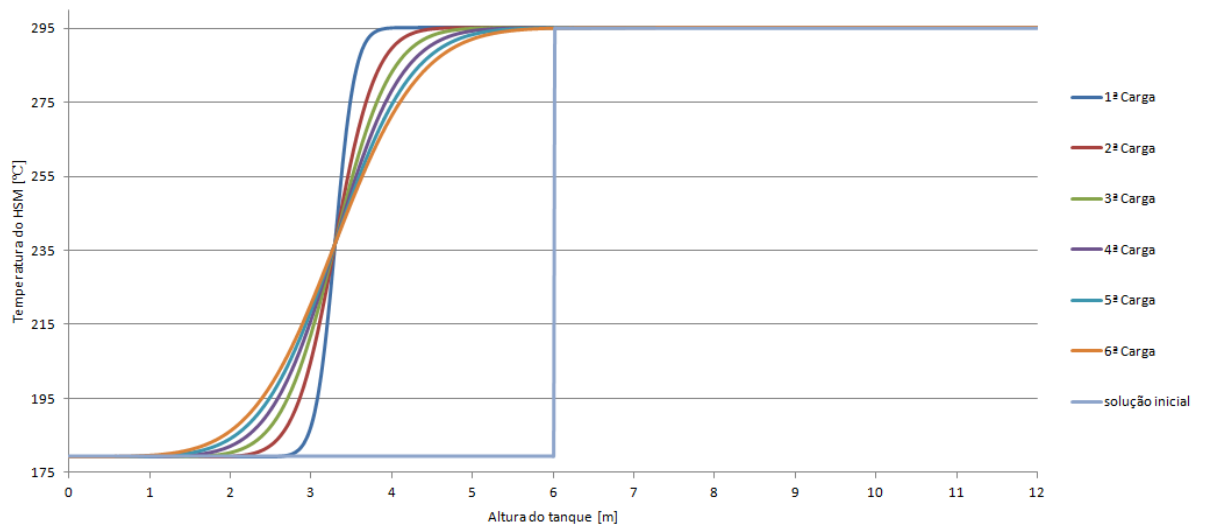


Figura 5.9 - Perfis de temperatura do HSM para as operações assinaladas na Tabela 5.4, partindo da solução inicial hc/hd .

De modo similar, na Figura 5.10, apresentam-se os perfis de temperatura das descargas efectuadas nos ciclos tipo II (Tabela 5.4).

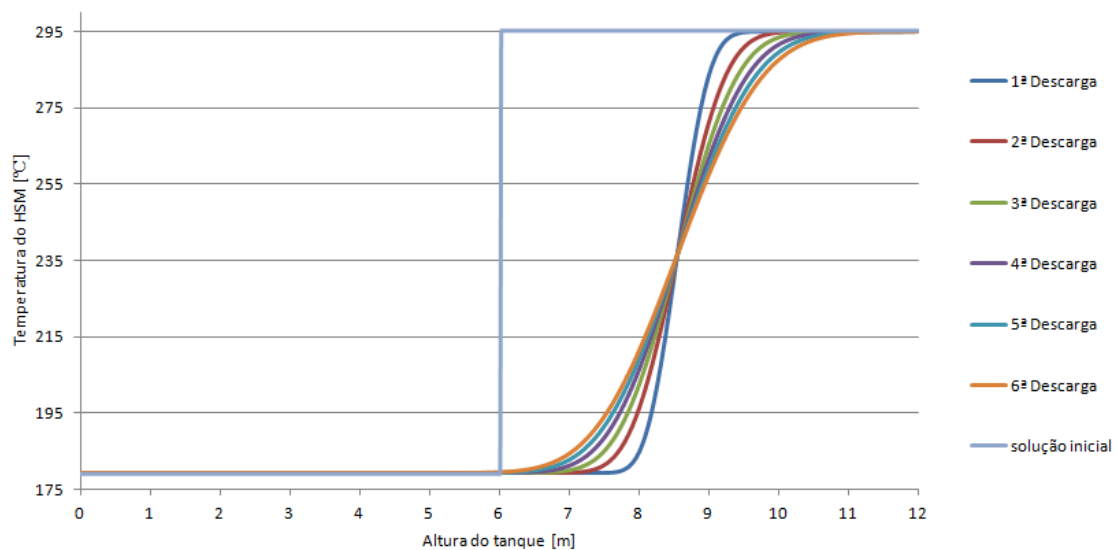


Figura 5.10 - Perfis de temperatura do HSM para as operações assinaladas na Tabela 5.4., partindo da solução inicial hc/hd .

Na Tabela 5.5 está representado o ângulo θ^* dos perfis de temperatura e a variação do mesmo ($\Delta\theta^*$) entre as operações representadas nas figuras acima. O parâmetro $\Delta\theta^*$ determina-se através da diferença entre o valor θ^* do perfil de temperaturas da operação anterior e o valor θ^* do perfil da operação em curso. Por exemplo, para a 1ª operação, $\Delta\theta^*$ consiste na diferença entre o θ^* da solução inicial hc/hd ($\theta^*=90^\circ$) e o θ^* da 1ª operação.

Tabela 5.5 – Ângulo θ^* do perfil de temperatura e variação do mesmo $\Delta\theta^*$.

Nº da operação	Cargas (perfis da Figura 5.9)		Descargas (perfis da Figura 5.10)	
	$\theta^* [^\circ]$	$\Delta\theta^* [^\circ]$	$\theta^* [^\circ]$	$\Delta\theta^* [^\circ]$
1 ^a	87,6	2,4	85,6	4,4
2 ^a	85,2	2,4	83,4	2,3
3 ^a	83,5	1,7	81,8	1,6
4 ^a	82,2	1,3	80,5	1,3
5 ^a	81,0	1,2	79,4	1,1
6 ^a	80,0	1,0	78,4	1,0

Na Figura 5.11 está representado o parâmetro $\Delta\theta^*$ relativo às descargas representadas na tabela acima (Tabela 5.5) e, além disso, relativo às restantes descargas até ao critério de paragem.

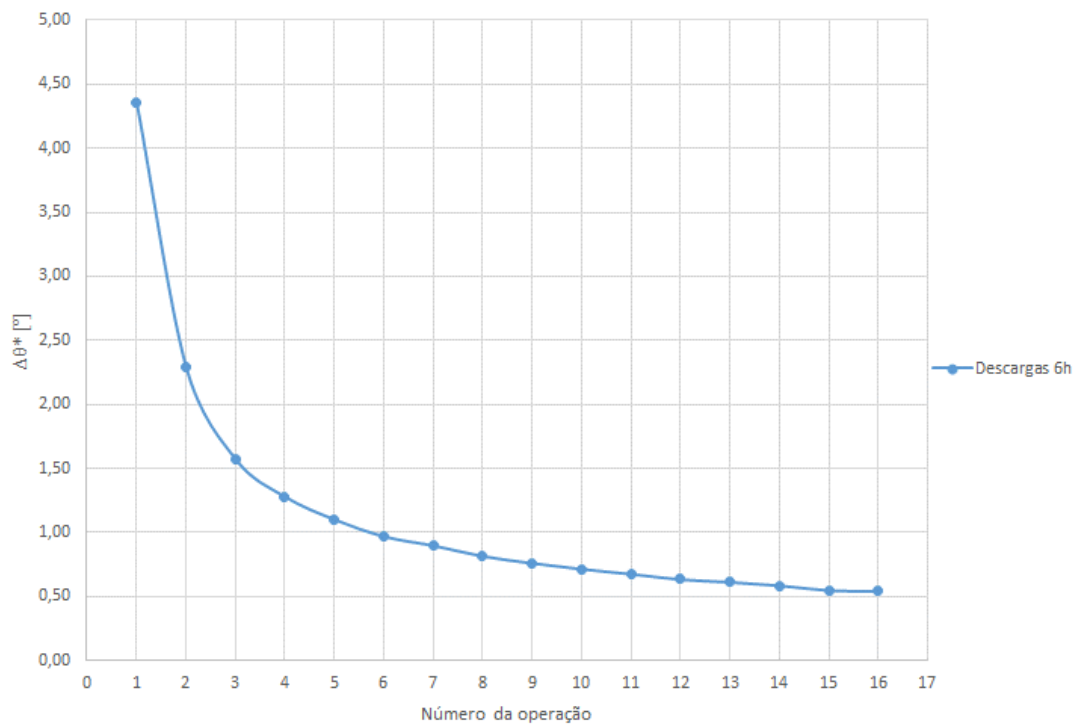


Figura 5.11 – Parâmetro $\Delta\theta^*$ relativo às descargas representadas na Tabela 5.5 e restantes descargas até ao critério de paragem.

Através da observação da Tabela 5.5 e da Figura 5.11 verifica-se que a maior degradação do *thermocline* (representada pelo parâmetro $\Delta\theta^*$) ocorre nas primeiras operações. Além disso, por observação da Figura 5.11 verifica-se que, apesar do *thermocline* se degradar continuamente, a sua degradação se processa muito mais lentamente com o decorrer das operações. Para perceber este fenómeno há que ter em conta que:

- a zona não isotérmica, isto é, a zona de *thermocline*, compreende todas as temperaturas no intervalo $]T_{\min}, T_{\max}[$, ou seja, entre a temperatura da zona isotérmica fria T_{\min} e a temperatura da zona isotérmica quente T_{\max} ;
- o *thermocline* ocupa determinada altura do tanque, o que aplicado ao modelo, significa que um determinado número de células de controlo corresponde ao *thermocline*. A um *thermocline* pouco degradado corresponde um número pequeno de células de controlo, enquanto que, quanto mais degradado estiver o *thermocline*, maior a sua extensão e maior o número de células de controlo por si ocupadas;

Assim, pelos dois pontos anteriores, e referindo-se a explicação seguinte às células de controlo ocupadas pelo *thermocline*, constata-se que: se existe um número pequeno destas células de controlo o ΔT entre células adjacentes é maior e, por isso a transferência de calor é maior, comparativamente ao que ocorre para um maior número de células de controlo correspondentes a um *thermocline* mais degradado. Assim, em suma, nas primeiras operações ocorre maior transferência de calor entre as células do *thermocline* adjacentes ocorrendo, por isso, maior degradação do mesmo. Por oposição, quando o *thermocline* já se encontra degradado, ocupando uma altura significativa do tanque, a sua velocidade de degradação é reduzida.

Outro resultado, também observável na Tabela 5.5, é que o *thermocline* se degrada mais nas operações de descarga do que nas operações de carga. Comparando os valores de θ^* em cada linha verifica-se que os valores de θ^* das operações de descarga são sempre inferiores aos das de carga.

Este fenómeno de maior degradação do *thermocline* na descarga foi estudado por forma a se encontrar o motivo para o mesmo. Colocou-se a hipótese de tal ocorrer devido a se terem considerado as propriedades térmicas do HSM dependentes da temperatura. Após análise dos resultados obtidos, comprovou-se que este fenómeno ocorre, no modelo, quando as propriedades térmicas do HSM são dependentes da temperatura, não ocorrendo quando estas são independentes da mesma.

Posto o descrito e explicado anteriormente, seguem-se os resultados do estudo da degradação do *thermocline* até ao critério de paragem, para diferentes tempos de duração das operações.

Como critério de paragem do processo de cálculo, foi considerado o critério descrito no final da secção 5.1.1.

A última operação, correspondente ao último perfil de temperatura calculado, e decorrente do critério de paragem utilizado, designa-se por operação final.

Deste modo, obtiveram-se resultados para os seguintes parâmetros: número de horas decorrido até ao critério de paragem; número de operações ocorrido até ao critério de paragem; ângulo θ^* do perfil de temperatura da operação final (θ^*_{final}); variação horária do ângulo θ^* (θ'); altura do

thermocline na última operação de carga (altura do TC) e eficiência do armazenamento (η). O cálculo da eficiência de armazenamento será definido adiante.

Os parâmetros θ' e η estão definidos abaixo e, de seguida, apresentam-se as tabelas com os resultados para os parâmetros mencionados.

A variação horária do ângulo θ^* (taxa de degradação do *thermocline*) obteve-se segundo a equação (5.6):

$$\theta' = \frac{\theta_a^* - \theta_z^*}{\Delta t} \quad (5.6)$$

Onde:

θ' : variação horária do ângulo θ^* [$^\circ$ /h];

θ^* : ângulo da operação considerada [$^\circ$];

Δt : número de horas decorrido até ao critério de paragem [h];

a : solução inicial (solução inicial hc/hd , $\theta_a^*=90^\circ$);

z : operação final considerada;

A eficiência do sistema de armazenamento define-se como o quociente entre a quantidade de energia útil e a quantidade de energia máxima que se poderia armazenar no tanque.

Definiu-se energia útil, como a quantidade de energia armazenada no tanque, decorrente de uma determinada operação de carga. Esta determinada carga é aquela em que, no final da sua operação, a zona isotérmica fria apresenta espessura nula.

A quantidade de energia máxima que se poderia armazenar no tanque é a quantidade de energia armazenada no tanque quando este está isotérmico quente, ou seja, completamente carregado.

Assim, o cálculo da eficiência de armazenamento é efectuado através das equações (5.7) a (5.9).

$$Q_{\text{útil}} = A (h_{\text{total}} - h_{\text{thermocline}})(\rho Cp)_{\text{eff}}(\Delta T_{\text{max}}) \quad (5.7)$$

$$Q_{\text{máx}} = A h_{\text{total}} (\rho Cp)_{\text{eff}}(\Delta T_{\text{max}}) \quad (5.8)$$

$$\eta = \frac{Q_{\text{útil}}}{Q_{\text{máx}}} \cdot 100 \% = \frac{(h_{\text{total}} - h_{\text{thermocline}})}{h_{\text{total}}} \cdot 100 \% \quad (5.9)$$

Onde:

Q: quantidade de energia armazenada no tanque [J];

A: área transversal do leito do tanque [m²];

h_{total} : altura do HSM no tanque [m];

$h_{thermocline}$: altura do *thermocline* [m];

ρ : densidade do HSM [kg/m³];

C_p : calor específico do HSM a pressão constante [J/(kg.K)];

ΔT : intervalo entre as temperaturas [K];

η : eficiência do armazenamento de energia térmica [%];

η_{max} : máximo/a;

η_{eff} : efectivo/a;

Nas Tabela 5.6 e Tabela 5.7. estão representados os resultados para os parâmetros mencionados anteriormente. A Tabela 5.6 diz respeito aos ciclos de tipo I e a Tabela 5.7 aos ciclos de tipo II.

Tabela 5.6 – Resultados até à operação final partindo da solução inicial h_c/h_d para ciclos de operação do tipo I.

Duração das operações [h]	n° de horas decorrido até ao critério de paragem [h]	n° de operações	θ^*_{final} [°]	Taxa de degradação do TC - θ' [°/h]	Altura do TC [m]	η [%]
3	504	168	62,8	0,054	10,7	10,6
4	360	90	66,3	0,066	9,4	21,4
5	270	54	69,0	0,078	8,3	30,6
6	192	32	71,8	0,095	7,2	39,6
7	140	20	74,1	0,114	6,3	47,6
8	96	12	76,4	0,142	5,2	56,6

Tabela 5.7 - Resultados até à operação final partindo da solução inicial hc/hd para ciclos de operação do tipo II.

Duração das operações [h]	n° de horas decorrido até ao critério de paragem [h]	n° de operações	θ^*_{final} [°]	Taxa de degradação do TC - θ' [°/h]	Altura do TC [m]	η [%]
3	498	166	62,4	0,056	10,9	9,3
4	360	90	66,2	0,066	9,7	19,4
5	260	52	69,8	0,078	8,5	29,0
6	192	32	72,7	0,090	7,5	37,3
7	140	20	75,3	0,105	6,6	45,0
8	96	12	78,0	0,125	5,6	53,1

Através da observação das Tabela 5.6 e Tabela 5.7, verifica-se que quanto menor é o tempo de duração das operações, maior é o número de operações necessárias até à operação final.

Verifica-se, também, que as operações de menor duração apresentam um menor valor de θ' . Isto deve-se ao facto do θ' , das operações de menor duração, ter sido calculado para um maior número de horas decorrido até ao critério de paragem, como foi exposto no parágrafo anterior.

Além disso, é possível observar na Tabela 5.6 e na Tabela 5.7 a altura do *thermocline* na operação final bem como a eficiência de armazenamento correspondente. A altura do *thermocline* relaciona-se com a eficiência de armazenamento como descrito na equação (5.9), podendo-se observar que quanto maior é a altura do *thermocline* menor é a eficiência de armazenamento.

Outros resultados, que se obtiveram, foram as equações que expressam a variação do ângulo θ^* , ao longo do tempo, isto é, expressam a variação do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para as sucessivas operações, até se verificar o critério de paragem.

Estas equações dizem respeito à sucessão de operações de determinado período de duração, sendo que, para cada período de duração, existem duas equações: uma equação para as operações de carga e outra para as operações de descarga.

As equações foram obtidas por ajuste dos pontos (tempo, ângulo θ^*) a polinómios de segunda ordem, obtendo-se, também, a correlação entre os pontos calculados e os polinómios obtidos (R^2).

Na Figura 5.12 está representado o que foi descrito, anteriormente, em modo de exemplo de como foram obtidas as equações. Neste caso, estão representadas as operações de 8h de ciclos do tipo I e as respectivas equações de ajuste aos pontos. Existe um conjunto de pontos relativos às operações de carga e respectiva equação de ajuste e o mesmo para as operações de descarga.

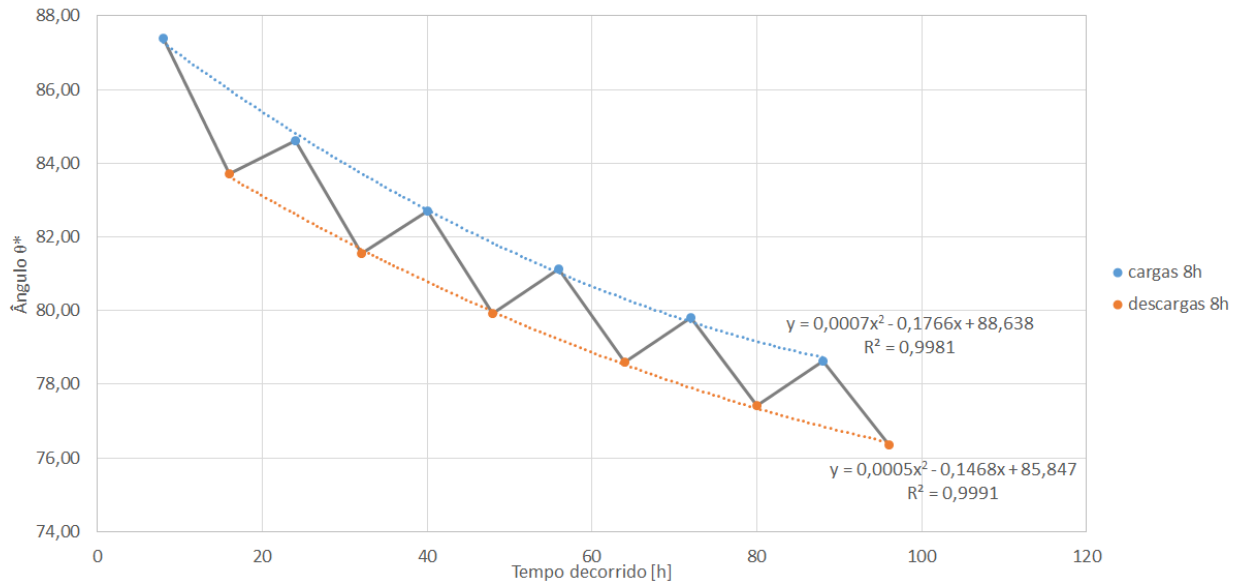


Figura 5.12 - Operações de 8h de ciclos do tipo I (cargas a azul e descargas a laranja) e as respectivas equações de ajuste aos pontos. A linha, a cinzento, que une os pontos indica o percurso das operações.

As equações obtidas são apresentadas em anexo (Anexo A.1) para as durações de operação (de 3 h a 8 h) para ambos os tipos de ciclos.

Um fenómeno existente nos resultados e observável na Figura 5.12 é o seguinte: o ângulo θ^* não é decrescente ao longo do decorrer das operações, mas é maior na operação de carga que na descarga que a antecedeu.

O motivo deste fenómeno é, novamente, o facto das propriedades térmicas do HSM terem sido consideradas dependentes da temperatura. Foi verificado que isto não ocorreria se as mesmas tivessem sido consideradas independentes da temperatura.

Outro estudo efectuado foi o estudo da degradação do *thermocline* em função da variação dos valores da porosidade e do caudal mássico.

Os resultados apresentados na Tabela 5.6 e na Tabela 5.7 permitem verificar que as diferenças na degradação do *thermocline* entre ciclos do tipo I e do tipo II são pequenas, verificando-se que a altura do TC em ciclos do tipo II é sempre superior entre 0,2 e 0,4 m à dos ciclos do tipo I. Verifica-se, consequentemente, que a eficiência η dos ciclos do tipo I é sempre superior entre 1,3 e 3,5 % à dos ciclos do tipo II. Por este motivo, o estudo apresentado de seguida, foi efectuado para um só tipo de ciclo, tendo-se utilizado sempre o ciclo tipo I, por apresentar menores perturbações ao TC e, assim, permitir identificar de forma mais evidente as alterações produzidas pelas variações do estudo. Da mesma forma, a solução inicial utilizada foi sempre a solução inicial hc/hd e a duração das operações foi de 6 horas.

Os cálculos foram efectuados utilizando os materiais que constituíam o HSM da central *Solar One*, ou seja, o Caloria HT-43 como fluido de armazenamento e, a areia e gravilha graníticas como material sólido de enchimento. Relativamente, aos valores da porosidade e do caudal mássico de referência, estes foram 0,22 e 30 kg/s, respectivamente.

Com o objectivo de comparar os resultados e detectar para que valor de porosidade e de caudal mássico é que o *thermocline* se degrada mais rapidamente, foi calculada a taxa de degradação do *thermocline* $\theta'(n)$. Neste caso, n é o nº de operações considerado no cálculo do respectivo θ' .

Assim, através da comparação dos valores de $\theta'(n)$ (para o mesmo número n) é possível perceber quando é que ocorre maior rapidez na degradação do *thermocline*.

O número de operações apresentado nas tabelas seguintes (Nº operações) é o número de operações decorrido até ao critério de paragem.

De seguida são apresentados os resultados obtidos para a variação nos valores da porosidade e do caudal mássico.

Porosidade

O estudo da influência da porosidade na degradação do *thermocline* consistiu em variar o valor da mesma entre 0,14 e 0,5 e efectuar uma série de operações até ao critério de paragem.

O valor mínimo de porosidade considerado (0,14) corresponde ao valor mínimo teórico para leitos constituídos por partículas com diâmetros diferentes [60]. O valor 0,22 corresponde ao existente no tanque da central *Solar One* [18].

Tabela 5.8 – Estudo da influência do parâmetro porosidade na degradação do *thermocline*.

ε	$\Delta\varepsilon$ [%]	Nº operações	$\theta'(32)$ [°/h]	$\Delta\theta'(32)$ [%]
0,14	-36	32	0,096	+1,1
0,22	ref	32	0,095	ref
0,30	+36	32	0,094	-1,1
0,50	+127	32	0,091	-4,2

Através da observação da tabela acima, verifica-se que os valores da taxa de degradação do *thermocline* ($\theta'(32)$) são semelhantes. De facto, verifica-se que a variação de $\theta'(32)$ ($\Delta\theta'(32)$) para os valores de porosidade considerados foi de 1 % para os valores de porosidade mais próximos do valor de referência (0,14 e 0,30), e de 4 % para o valor de porosidade 0,50.

Xu et al [54] apresentaram o estudo do efeito da porosidade no desempenho energético do tanque para uma só operação, mais precisamente, para uma operação de descarga. Os autores desse artigo concluíram que a porosidade não influenciava significativamente o desempenho do tanque único com *thermocline* e, nomeadamente, para valores de porosidade superiores a 0,22 as diferenças na degradação do *thermocline* eram muito pouco significativas.

O presente estudo permite perceber a influência da porosidade na degradação do *thermocline* para ciclos de operação consecutivos. A partir dos resultados obtidos, verifica-se que os maiores valores de porosidade (0,30 e 0,50, respectivamente 36 % e 127 % superiores ao

valor de referência) apresentam uma menor taxa de degradação do *thermocline*, mas de apenas 1 % e 4 %. Assim, apesar de uma porosidade mais alta apresentar uma menor taxa de degradação do *thermocline*, como porosidade mais alta corresponde a um custo do sistema significativamente maior e como a taxa de degradação do *thermocline* é apenas ligeiramente menor, é possível constatar que o valor de porosidade de 0,22 é vantajoso.

As constatações presentes neste estudo vão de encontro aos resultados expressos por Xu et al [54] sobre o efeito da porosidade na degradação do *thermocline*.

Caudal mássico

O caudal mássico relaciona-se directamente com a potência armazenada ou extraída do tanque. O caudal mássico de armazenamento (caudal mássico de carga) relaciona-se com a potência armazenada, enquanto que, o caudal mássico de extracção (caudal mássico de descarga) relaciona-se com a potência extraída do tanque.

O caudal mássico de armazenamento pode assumir valores variáveis no tempo, dependendo do recurso solar e das condições de operação da central.

Por sua vez, o caudal mássico de extracção assume, por norma, um valor constante a fim de garantir estabilidade das condições do vapor que é admitido à turbina. A turbina a vapor exige esta estabilidade de regime para manter determinada rotação do veio e, consequentemente, injectar na rede eléctrica electricidade com as características exigidas.

No caso do estudo efectuado neste trabalho, foi utilizado um valor igual para os dois tipos de caudal, ou seja, em cada variação de valor de caudal utilizou-se o mesmo valor para o caudal de armazenamento e para o caudal de extracção.

O estudo da variação do parâmetro caudal foi efectuado para o caudal de referência (30 kg/s), e para uma redução e aumento do mesmo em 20 %, ou seja, 24 kg/s e 36 kg/s respectivamente. O caudal mássico de extracção de 30 kg/s permitia, à central *Solar One*, produzir 7 MWe [18]. Uma vez que o caudal é um dos factores para maior potência armazenada/extraída, também se efectuaram os cálculos para um caudal de 42 kg/s e de 50 kg/s (respectivamente 40 % e 67 % superiores ao caudal de referência) (Tabela 5.9).

Tabela 5.9 - Estudo da influência do parâmetro caudal mássico na degradação do *thermocline*

\dot{m} [kg/s]	$\Delta\dot{m}$ [%]	Nº operações	$\theta'(4)$ [°/h]	$\Delta\theta'(4)$ [%]	$\theta'(12)$ [°/h]	$\Delta\theta'(12)$ [%]
24	-20	52	0,275	-8,0	0,151	-7,4
30	ref	32	0,299	ref	0,163	ref
36	+20	20	0,322	+7,7	0,174	+6,7
42	+40	12	0,345	+15,4	0,185	+13,5
50	+67	4	0,374	+25,1	-	-

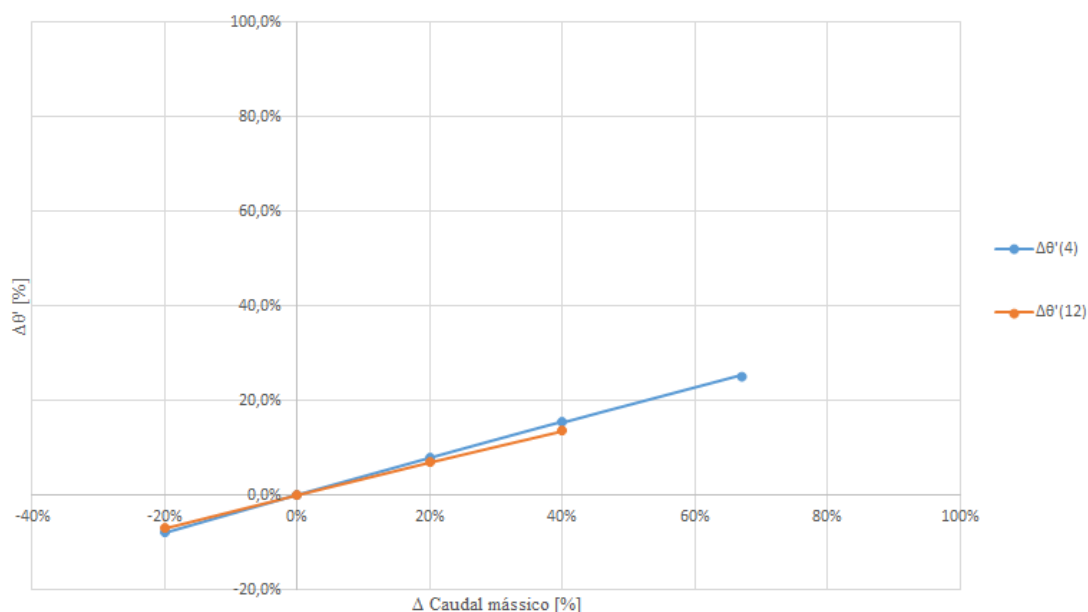


Figura 5.13 – Variação da taxa de degradação do *thermocline* ($\Delta\theta'$) em função da variação do caudal mássico ($\Delta\dot{m}$) em relação aos valores de referência para $\dot{m}=30$ kg/s.

Através da observação dos resultados da Tabela 5.9 verifica-se que a um maior valor de caudal mássico corresponde uma maior taxa de degradação do *thermocline*, ou seja, a um maior valor de caudal corresponde um maior valor de θ' . Além disso, através da observação da Figura 5.13 verifica-se que à medida que o caudal aumenta, a taxa de degradação do *thermocline* aumenta, mas esta última apresenta um menor aumento relativamente ao aumento do caudal mássico.

Por outro lado, o maior valor de caudal (50 kg/s) permitiu que ocorressem muito menos operações até ao critério de paragem. Isto era previsível, tendo em conta o maior caudal (logo, maior módulo da velocidade do fluido de armazenamento), para o mesmo tempo de operação e para a mesma altura do tanque.

5.2 Estudo da perda de carga

5.2.1 Porosidade e regime de escoamento do fluido no leito do tanque

O fluido de armazenamento e o material sólido de enchimento do tanque constituem o HSM, cujo volume é a soma dos volumes dos dois materiais.

A porosidade (ε) num tanque único define-se como o rácio entre o volume de fluido de armazenamento e o volume do HSM. Este rácio varia entre zero e um, sendo que, como referido e explicado, quanto menor for a porosidade menor o custo do sistema.

Por outro lado, o material sólido de enchimento é um meio que oferece resistência ao escoamento (a menor porosidade corresponde uma maior resistência ao escoamento), originando uma perda de carga no fluido – definida com a diferença de pressões (ΔP), verificada entre os pontos imediatamente a montante e a jusante do leito.

O cálculo da perda de carga no leito do tanque é um dos elementos de cálculo para o dimensionamento de equipamentos como bombas. Este cálculo aplicado a um leito de partículas foi estudado por vários investigadores, entre os quais: Darcy [61], Carman [61], Kozeny [61], Ergun [62], entre outros.

Para proceder ao cálculo da perda de carga há que identificar, primeiramente, o regime de escoamento vigente através do cálculo do número de Reynolds¹⁴. Neste caso, em que um fluido escoar através de um leito de partículas o número de Reynolds é designado por número de Reynolds modificado, diferindo da definição de número de Reynolds mais frequentemente utilizada. Sendo assim o número de Reynolds modificado (Re^*) é definido pela equação (5.10)[61]:

$$Re^* = \frac{x v_{sup} \rho_f}{\mu_f (1 - \varepsilon)} \quad (5.10)$$

Onde,

Re^* : número de Reynolds modificado;

x : diâmetro da partícula esférica do material de enchimento [m];

v : módulo da velocidade do HTF [m/s];

ρ : densidade [kg/m³];

μ : viscosidade dinâmica [Pa·s];

ε : porosidade do leito.

v_{sup} : superficial;

f : fluido (HTF);

Através do número de Reynolds modificado identifica-se o regime de escoamento vigente como laminar, de transição ou turbulento [63] (Tabela 5.10).

Tabela 5.10 - Regime de escoamento e correspondente número de Reynolds modificado.

Regime de escoamento	Número de Reynolds modificado
Laminar	$Re^* < 10$
Transição	$10 \leq Re^* \leq 2000$
Turbulento	$2000 < Re^*$

¹⁴ Número adimensional para o cálculo do regime de escoamento de determinado fluido. Define-se como o quociente entre a força inercial e a força viscosa do escoamento do fluido.

No século XIX (1856), Darcy investigou o escoamento de água através de filtros de areia [61]. Os escoamentos das experiências, por si efectuadas, eram do tipo laminar. Através dessas experiências Darcy estabeleceu a seguinte relação: o gradiente hidráulico ($-\Delta P/H$) era proporcional à velocidade superficial do escoamento (\dot{V}/A) e inversamente proporcional à permeabilidade do meio (k). Para Darcy, a permeabilidade do meio era uma constante que dependia da dimensão, forma, compactação e orientação do material sólido.

Posteriormente, Carman [61] e Kozeny [61] desenvolveram uma expressão analítica para o cálculo da permeabilidade através das equações de Darcy e de Hagen-Poiseuille [64].

Por outro lado, a equação de Hagen-Poiseuille [64], ao contrário da equação de Darcy, relacionava o gradiente hidráulico, também com a viscosidade dinâmica do fluido (μ).

Com base no trabalho de Darcy e de Hagen-Poiseuille, Carman e Kozeny descreveram o escoamento laminar de um fluido num leito de partículas através da denominada equação de Carman-Kozeny.

A equação de Carman-Kozeny (equação (5.12)) tem o rácio SV^{15} como uma das suas variáveis. Outra variável desta equação é a constante K . Esta constante foi determinada experimentalmente para partículas com determinada geometria e propriedades da sua superfície [61].

No caso particular de escoamento laminar através de um leito uniforme constituído por esferas de igual volume, o rácio SV é igual a $\frac{6}{x}$, sendo x o diâmetro da partícula esférica (equação (5.11)). Por sua vez, e segundo os estudos de Carman e Kozeny K assume o valor 5 [61], e deste modo, o produto de K por SV gera a equação (5.13).

A equação (5.13) permite o cálculo da perda de carga para escoamento laminar de um fluido, através de um material de enchimento constituído por partículas esféricas de igual volume.

$$SV_{esfera} = \left(\frac{A_{sup}}{V} \right)_{esfera} = \frac{6}{x} \quad (5.11)$$

$$\frac{-(\Delta P)}{h} = K \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \mu_f v_{sup} (SV)^2 \quad (5.12)$$

$$\frac{-(\Delta P)}{h} = 180 \frac{\mu_f v_{sup}}{x^2} \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \quad (5.13)$$

Onde,

SV_{esfera} : rácio entre a área de superfície e o volume da partícula esférica [m^{-1}];

A : área da partícula esférica [m^2];

¹⁵ Quociente entre a área de superfície e o volume da partícula sólida.

V: volume da partícula esférica [m³];

x: diâmetro da partícula esférica [m];

ΔP: perda de carga [Pa];

h: altura [m];

K: constante de Carman-Kozeny [-];

μ: viscosidade dinâmica [Pa·s];

v: módulo da velocidade do escoamento [m/s];

ε: porosidade do leito;

f: fluido (HTF);

_{sup}: superficial;

Em 1952, Ergun estudou a perda de carga do escoamento de um fluido através de um leito de partículas [62]. Para tal, baseou-se num extenso conjunto de dados experimentais relativos a um vasto espectro de tamanhos e formas de partículas. Foi assim que sugeriu a seguinte equação geral, para qualquer regime de escoamento (equação (5.14)).

$$\frac{-(\Delta P)}{h} = 150 \frac{\mu_f v_{sup}}{x^2} \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} + 1,75 \frac{\rho_f v_{sup}^2}{x} \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \quad (5.14)$$

Onde,

ΔP: perda de carga [Pa];

h: altura [m];

μ: viscosidade dinâmica [Pa·s];

v: módulo da velocidade superficial do escoamento [m/s];

x: diâmetro da partícula esférica [m];

ε: porosidade do leito;

ρ: massa volúmica [kg/m³];

f: fluido (HTF);

_{sup}: superficial;

A equação (5.14) é a equação geral para o cálculo da perda de carga permitindo calcular a perda de carga para escoamento laminar, para escoamento turbulento ou para regime de transição num leito de partículas esféricas.

Quando o escoamento é laminar, domina o primeiro termo da equação, anulando-se o segundo termo. A equação de Ergun fica, assim, semelhante à equação de Carman-Kozeny (equação (5.13)) com a diferença de que a constante assume o valor de 150 em vez de 180. O diferente valor das constantes deve-se aos diferentes dados experimentais a partir dos quais Ergun e Carman-Kozeny as calcularam, ou seja, a diferença nas constantes deve-se a diferenças na forma e na compactação das partículas, que originaram os resultados experimentais [61].

Quando o escoamento é turbulento domina o segundo termo da equação, sendo o primeiro termo anulado.

Para escoamento em regime de transição é utilizada a equação (5.14) completa onde se verificam os contributos de ambos os termos.

Na prática, a equação de Ergun é, frequentemente, a equação utilizada para o cálculo da perda de carga para qualquer um dos regimes de escoamento [61]. Deste modo, por exemplo, para escoamento laminar, o cálculo da perda de carga é efectuado recorrendo ao primeiro termo da equação de Ergun em detrimento da utilização da equação de Carman-Kozeny.

5.2.1.1 Escoamento num leito de partículas não esféricas

Anteriormente foram apresentadas as equações (5.13) e (5.14) que descrevem a perda de carga num leito de partículas esféricas de igual volume.

No caso de um leito de partículas não esféricas de igual volume, o cálculo da perda de carga efectua-se utilizando o diâmetro equivalente da partícula (x_{sv}), ao invés do diâmetro da partícula (x). Este diâmetro equivalente corresponde ao diâmetro de uma esfera com o mesmo rácio área de superfície por volume que o da partícula em questão, definindo-se como:

$$\frac{A_{sup}}{V} = \frac{6}{x_{sv}} \Leftrightarrow x_{sv} = 6 \frac{V}{A_{sup}} \quad (5.15)$$

Onde,

A : área da partícula não esférica [m^2];

V : volume da partícula não esférica [m^3];

x_{sv} : diâmetro equivalente da partícula esférica [m];

$_{sup}$: superficial;

Deste modo, as equações de Carman-Kozeny e de Ergun, para o cálculo da perda de carga num leito de partículas não esféricas, são as equações (5.16) e (5.17), respectivamente [61][65]:

$$\frac{-(\Delta P)}{h} = 180 \frac{\mu_f v_{sup}}{x_{SV}^2} \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} \quad (5.16)$$

$$\frac{-(\Delta P)}{h} = 150 \frac{\mu_f v_{sup}}{x_{SV}^2} \frac{(1 - \varepsilon)^2}{\varepsilon^3} + 1,75 \frac{\rho_f v_{sup}^2}{x_{SV}} \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon^3} \quad (5.17)$$

Onde,

ΔP : perda de carga [Pa];

h : altura [m];

μ : viscosidade dinâmica [Pa·s];

v : módulo da velocidade do escoamento [m/s];

x_{SV} : diâmetro equivalente da partícula esférica [m];

ε : porosidade do leito;

ρ : massa volúmica do HTF [kg/m³];

f : fluido (HTF);

$_{sup}$: superficial;

5.2.1.2 Escoamento num leito de partículas de diferente volume

O conjunto de partículas do leito constitui uma população de partículas. Uma população de partículas pode ser descrita por distribuições de frequência em função da dimensão da partícula.

Estas distribuições de frequência podem ser as seguintes: do número de partículas ($f_N(x)$), da área de superfície ($f_S(x)$), da massa ou volume (distribuição idêntica considerando densidade constante) ($f_V(x)$). Todas estas distribuições se relacionam matematicamente entre si.

A distribuição de frequência do número de partículas ($f_N(x)$) define-se como:

$$f_N(x) dx = \frac{dN}{N_{total}} \quad (5.18)$$

$$\int_0^{\infty} f_N(x) dx = 1 \quad (5.19)$$

Onde,

x : diâmetro da partícula [m];

$f_N(x)$: distribuição de frequência do número de partículas;

N : número de partículas no intervalo de dimensões da partícula x a $x+dx$;

N_{total} : número total de partículas da amostra;

No caso do conjunto de partículas apresentar dimensões compreendidas ao longo de todo um intervalo de dimensões, constrói-se uma curva de distribuição de frequência. Se, por outro lado, existirem medições de frequência apenas em determinados intervalos discretos de dimensão constroem-se histogramas.

A representação em histogramas ocorre, devido aos métodos existentes de determinação do tamanho das partículas. Neste caso, a dimensão das partículas é dividida em classes de tamanho que permitem a construção de histogramas representativos da distribuição de frequência de determinada população de partículas [61].

Quando a população de partículas é constituída por partículas de diferente volume há que utilizar (nas equações de Carman-Kozeny e equação de Ergun) a média dos diâmetros das mesmas, sendo que a referida média se calcula através da seguinte expressão [61]:

$$\bar{x} = \frac{\int_0^{\infty} x_i f_{S,i}(x) dx}{\int_0^{\infty} f_{S,i}(x) dx} = \frac{\int_0^{\infty} x_i^3 f_{N,i}(x) dx}{\int_0^{\infty} x_i^2 f_{N,i}(x) dx} \quad (5.20)$$

Onde:

\bar{x} : diâmetro médio das partículas [m];

x : diâmetro da partícula [m];

$f_S(x)$: distribuição de frequência da área de superfície das partículas;

$f_N(x)$: distribuição de frequência do número de partículas;

5.2.2 Metodologia

O material sólido de enchimento do tanque oferece resistência ao escoamento do fluido originando a designada perda de carga no leito do tanque.

O material sólido de enchimento do tanque da central *Solar One* era constituído por areia granítica e gravilha granítica¹⁶. Isto significa que as partículas que constituíam o leito eram não esféricas e apresentavam alguma heterogeneidade de volume entre as partículas do mesmo tipo. Como tal, as partículas de cada tipo podem ser caracterizadas por um diâmetro equivalente (x_{SV})

¹⁶ A mistura de dois materiais sólidos, cujos dois tipos de partículas apresentam diâmetros diferentes, permite uma maior compactação e menor porosidade em comparação com o que se verificaria para um só tipo de partículas [18].

que permite a realização de cálculos subsequentes. Os diâmetros equivalentes considerados foram de 0,002 m para a areia e 0,05 m para a gravilha [46].

Além disso, como a partícula de areia e a partícula de gravilha têm volumes diferentes, há que calcular o diâmetro médio \bar{x} (subcapítulo 5.2.1.2), pois é a variável que entra no cálculo do número de Reynolds modificado (Re^*) e da perda de carga, no caso de um leito de partículas de diferente volume.

O diâmetro médio \bar{x} , por ser calculado através dos diâmetros equivalentes, será designado por diâmetro médio equivalente \bar{x}_{SV} .

Assim, com o objectivo de calcular o diâmetro médio equivalente \bar{x}_{SV} procedeu-se à determinação da distribuição de frequência do número de partículas. Esta foi determinada através de uma sequência de cálculos para os dois tipos de partículas existentes: areia granítica e gravilha granítica.

De seguida, indicam-se os dados directos e os pressupostos considerados para a obtenção dos dados necessários ao referido cálculo. Estes foram os seguintes:

- como referido, os diâmetros equivalentes considerados foram de 0,002 m para a partícula de areia e 0,05 m para a partícula de gravilha [46];
- o volume da partícula de areia e da partícula de gravilha foi considerado esférico e calculado a partir do respectivo diâmetro equivalente x_{SV} ;
- foi considerado o rácio de 2:1 entre massa da gravilha e a massa de areia que constituíam o leito, segundo as referências [66][18][39], sendo a massa de gravilha $4120 \cdot 10^3$ kg e a massa de areia $2060 \cdot 10^3$ kg.
- por falta de informação na bibliografia, foi calculada a massa volúmica da gravilha através da massa volúmica do material de enchimento sólido (2643 kg/m^3 [18], Tabela 5.2) e da massa volúmica da areia granítica (1650 kg/m^3 [67]), considerando o rácio 2:1(massa de gravilha : massa de areia);

Tendo os dados necessários procedeu-se à determinação da distribuição de frequência do número de partículas (através da equação (5.21) [68] e equação (5.22) [68]).

$$N_{p,i} = \frac{m_i}{\rho_i V_i} \quad (5.21)$$

$$f_{N,i}(x) dx = \frac{N_{p,i}}{N_{total}} \quad (5.22)$$

Onde:

N_p : Número de partículas;

m : massa do conjunto de partículas [kg];

ρ : massa volúmica das partículas [kg/m³];

V : volume de cada partícula [m³];

$f_N(x)$: distribuição de frequência do número de partículas;

N_{total} : Número total de partículas;

i : cada tipo de partícula/material: areia ou gravilha;

Finalmente, o diâmetro médio equivalente foi calculado através da seguinte expressão [61]:

$$\bar{x}_{SV} = \frac{\int_0^{\infty} x_{SV,i}^3 f_{N,i}(x) dx}{\int_0^{\infty} x_{SV,i}^2 f_{N,i}(x) dx} \quad (5.23)$$

Onde:

\bar{x}_{SV} : diâmetro médio equivalente [m];

x_{SV} : diâmetro equivalente [m];

$f_N(x)$: distribuição de frequência do número de partículas;

i : cada tipo de partícula/material: areia ou gravilha;

Assim, os dados e os resultados da sequência de cálculos efectuados para a determinação de \bar{x}_{SV} estão representados na Tabela 5.11.

Tabela 5.11 – Dados utilizados para o cálculo do diâmetro médio da partícula do material sólido de enchimento.

	Unidade	Areia granítica	Gravilha granítica
Diâmetro equivalente da partícula (x_{SV})	[m]	0,002	0,05
Volume da partícula (V_i)	[m ³]	$4,19 \cdot 10^{-9}$	$6,54 \cdot 10^{-5}$
Massa de partículas (m_i)	[kg]	$2060 \cdot 10^3$	$4120 \cdot 10^3$
Massa volúmica (ρ_i)	[kg/m ³]	1650	3140
Nº de partículas ($N_{p,i}$)	-	$2,98 \cdot 10^{11}$	$2,01 \cdot 10^7$
Nº partículas /Nº total de partículas ($f_{N,i}(x) dx$)	-	0,999	$6,727 \cdot 10^{-5}$

Finalmente, o valor de \bar{x}_{SV} calculado foi o seguinte 0,00394 m.

Este valor de \bar{x}_{SV} é um valor próximo do diâmetro equivalente da partícula de areia granítica. Por um lado, o número de partículas de areia é quatro ordens de grandeza superior ao número de partículas de gravilha, sendo que, e em termos de distribuição de frequência as partículas de areia constituem 99,9 % do número de partículas. Por outro lado, o diâmetro equivalente da partícula de gravilha é vinte e cinco vezes superior ao da partícula de areia. Este último facto, será o responsável pelo valor de \bar{x}_{SV} ser aproximadamente 0,004 m, e não um valor ainda mais próximo do diâmetro equivalente da partícula de areia ($x_{SV} = 0,002$ m).

Assim, tendo o valor de \bar{x}_{SV} sido determinado, estão reunidos todos os parâmetros necessários ao cálculo de Re^* .

Como referido, o cálculo de Re^* (equação (5.10)) permite determinar o regime de escoamento vigente e, a partir daqui, pode-se proceder ao cálculo da perda de carga no leito.

Na Tabela 5.12 estão representadas as grandezas constantes e na Tabela 5.13 as grandezas variáveis, utilizadas para cálculo de Re^* .

Tabela 5.12 – Grandezas independentes da temperatura utilizadas para o cálculo do número de Reynolds modificado e da perda de carga.

Constante	Símbolo	Unidade	Valor
Diâmetro médio equivalente	\bar{x}_{SV}	[m]	$3,94 \cdot 10^{-3}$
Caudal mássico do Caloria HT-43	\dot{m}	[Kg/s]	30
Área da secção transversal do tanque	A	[m ²]	260,16
Porosidade	ε	-	0,22

Tabela 5.13 – Propriedades dependentes da temperatura utilizadas para o cálculo do número de Reynolds modificado e da perda de carga.

Variável	Símbolo e equação	Unidade	Referência
Massa volúmica	$\rho_f = 894 - 0,375T$	ρ_f : [kg/m ³] T: [°C]	[18]
Viscosidade cinemática	$\nu_f = 0,0452 \cdot T^{-1,943}$	ν_f : [m ² /s] T: [°C]	[46]

Como se constata, por observação da tabela acima, o cálculo de Re^* e da perda de carga no leito do tanque foi efectuado considerando as propriedades dos materiais dependentes da temperatura.

Por sua vez, as seguintes equações expressam como se calcularam as restantes variáveis (v_{sup} e μ_f) para o cálculo das equações de Re^* e da perda de carga no leito. O cálculo das mesmas foi efectuado a partir das grandezas da Tabela 5.12 e da Tabela 5.13.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_f} \Rightarrow v_{sup} = \frac{\dot{V}}{A} \quad (5.24)$$

$$\mu_f = \nu_f \cdot \rho_f \quad (5.25)$$

Em que:

\dot{V} : caudal volúmico do HTF [m³/s];

\dot{m} : caudal mássico do HTF [Kg/s];

ρ : massa volúmica [kg/m³];

v : módulo da velocidade do escoamento [m/s];

μ : viscosidade dinâmica [N.s/m²];

ν : viscosidade cinemática [m²/s];

f : fluido (HTF);

$_{sup}$: superficial;

Na equação (5.24) expressa-se como foi calculado o caudal volúmico para ser utilizado no cálculo da velocidade superficial (equação (3.2)). Simultaneamente, a equação (5.25) foi utilizada para o cálculo da viscosidade dinâmica μ , a partir da viscosidade cinemática ν .

Como apresentado na Tabela 5.13 as propriedades do fluido térmico, Caloria HT-43, foram consideradas dependentes da temperatura. Como tal, o valor destas propriedades varia ao longo da altura do tanque, ou seja, ao longo das células de controlo, já que a temperatura do fluido térmico varia ao longo das mesmas. Por esta razão, o número de Reynolds modificado assume os valores mínimo e máximo representados na Tabela 5.14, nas células de controlo com temperaturas mínima e máxima, respectivamente.

Tabela 5.14 – Valor mínimo e máximo do número de Reynolds modificado para a temperatura mínima e máxima do HSM respectivamente.

	T_{min}	T_{max}
T [°C]	179,2	295,2
Re^*	0,37	1,04

Sendo o número de Reynolds modificado, inferior a 10, o escoamento é definido como laminar [61] e, por isso, o cálculo da perda de carga é efectuado, como referido, através do primeiro termo da equação de Ergun, tal como é descrito na secção 5.2.1.

Além disso, com o valor das propriedades dos materiais a variar ao longo das células de controlo, pelo facto de a temperatura do fluido térmico variar ao longo das mesmas, quer o número de Reynolds modificado, quer a perda de carga foram calculados para cada célula de controlo. As equações (5.26) e (5.27) expressam, então, o cálculo efectuado para Re^* e para a perda de carga para cada célula de controlo.

$$Re^*_c = \frac{\bar{x}_{SV} v_{sup,c} \rho_{f,c}}{\mu_{f,c} (1 - \varepsilon)} \quad (5.26)$$

$$\frac{-(\Delta P)_c}{h_c} = 150 \frac{\mu_{f,c} v_{sup,c} (1 - \varepsilon)^2}{\bar{x}_{SV}^2 \varepsilon^3} \quad (5.27)$$

Onde,

Re^* : número de Reynolds modificado;

\bar{x}_{SV} : diâmetro médio equivalente da partícula esférica [m];

v : módulo da velocidade do escoamento [m/s];

ρ : densidade [kg/m³];

μ : viscosidade dinâmica [Pa·s];

ε : porosidade do leito;

ΔP : perda de carga [Pa];

h : altura/espessura [m];

c : célula de controlo;

f : fluido (HTF);

$_{sup}$: superficial;

Como descrito, o Re^* e a perda de carga foram calculados para cada célula de controlo, utilizando-se, para isso, as respectivas propriedades dos materiais em cada célula de controlo. Além disso, na equação de Ergun, o parâmetro h considerado foi a altura/espessura da célula de controlo, ou seja 0,015 m.

Depois de obtidos os valores de perda de carga em cada célula de controlo, a perda de carga total foi calculada como o somatório das perdas de carga em todas as células de controlo, de acordo com a equação (5.28).

$$\Delta P_{total} = \sum \Delta P_c \quad (5.28)$$

Onde:

ΔP : perda de carga [Pa];

c : célula de controlo;

5.2.3 Resultados

Pelo exposto anteriormente, quer o número de Reynolds modificado quer a perda de carga foram calculados para cada célula de controlo ao longo da altura do tanque.

Nas seguintes figuras, está representado o perfil de temperaturas resultante de determinada operação (na Figura 5.14 de uma carga de 8h, e na Figura 5.15 de uma descarga de 8h partindo da solução inicial hc/hd), bem como o número de Reynolds modificado e a perda de carga em cada célula de controlo, correspondente àquela altura do tanque.

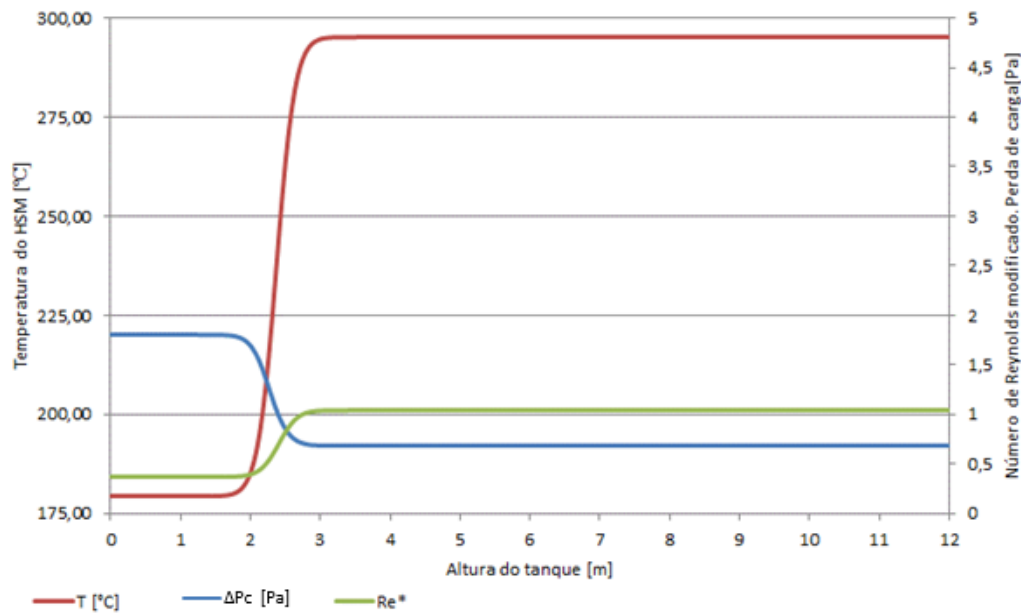


Figura 5.14 – Perfil de temperatura do HSM, número de Reynolds modificado, e perda de carga em cada célula de controlo ao longo da altura do tanque para uma carga de 8h partindo da solução inicial hc/hd .

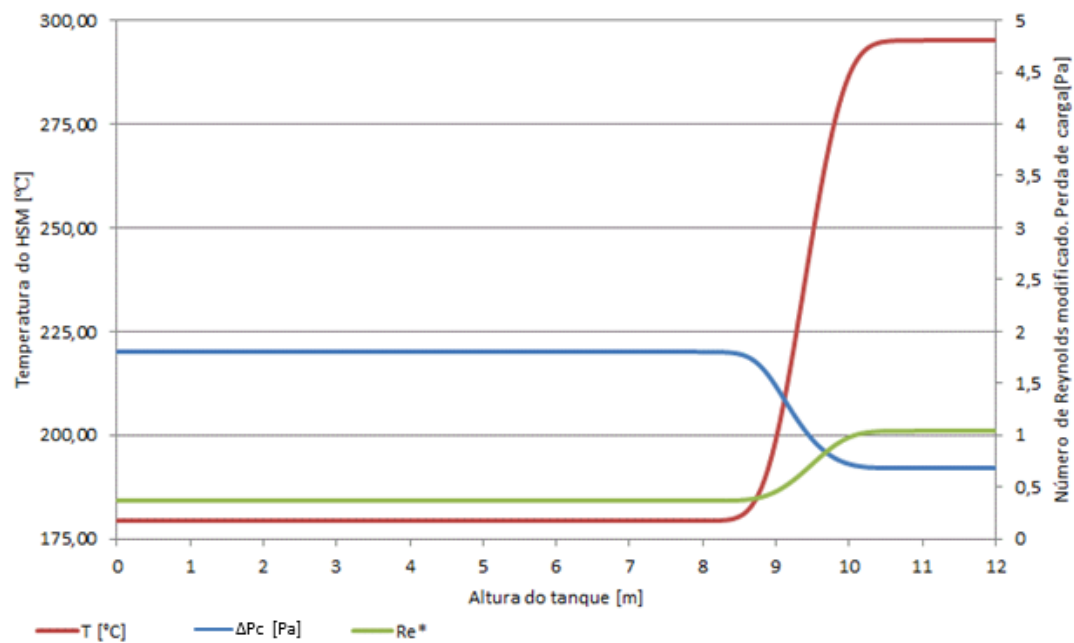


Figura 5.15– Perfil de temperatura do HSM, número de Reynolds modificado, e perda de carga em cada célula de controlo ao longo da altura do tanque para uma descarga de 8h partindo da solução inicial *hc/hd*.

De forma mais detalhada, na Tabela 5.15 e na Figura 5.16, estão representados os valores da perda de carga obtidos para as operações indicadas partindo da solução inicial *hc/hd*. A perda de carga verificada quando o perfil de temperaturas é o da solução inicial *hc/hd* é de 999 Pa.

Tabela 5.15 – Perda de carga total para determinada operação a partir da solução inicial *hc/hd*.

Duração da operação [h]	Perda de carga total numa operação [Pa]	
	carga	descarga
3	893	1088
4	860	1117
5	823	1150
6	790	1179
7	757	1208
8	720	1241

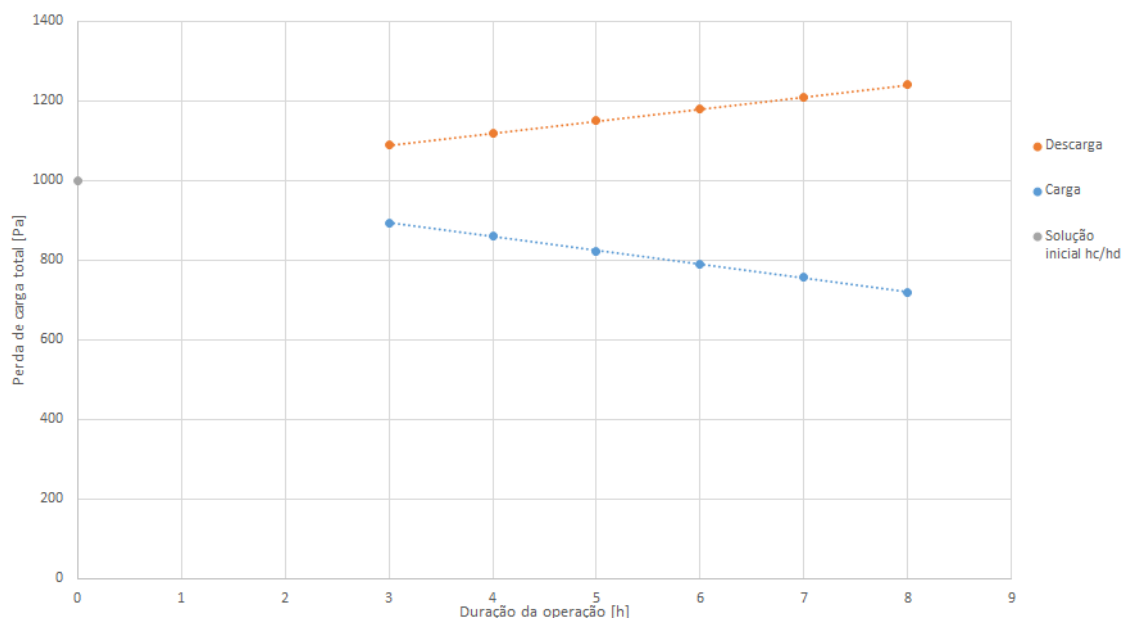


Figura 5.16 - Perda de carga verificada no final das operações indicadas na Tabela 5.15 partindo da solução inicial hc/hd .

Através da observação dos resultados da Figura 5.14, da Figura 5.15 e da Figura 5.16, verifica-se que quanto maior é a espessura da zona isotérmica quente, menor é a perda de carga total. Inversamente, quanto maior é a espessura da zona isotérmica fria, maior a perda de carga em cada célula de controlo e maior a perda de carga total. Por esta razão, a perda de carga total para operações com igual duração é menor na carga do que na descarga.

5.3 Estudo energético do ullage space

Ullage space define-se como o volume livre na parte superior de um tanque que contém um líquido. Neste caso, este espaço é ocupado por uma mistura gasosa inerte (*ullage gas*).

O líquido apresenta, muitas vezes, propriedades combustíveis como era o caso do óleo sintético Caloria HT-43 utilizado no tanque único da central *Solar One*, pelo que o gás contido no *ullage space* deve ser constituído pela mínima concentração de oxigénio possível, por um lado, para prevenir que haja ignição e, consequentemente, incêndio e, por outro lado, para prevenir a oxidação do fluido, com consequente alteração das suas propriedades.

Outra função do *ullage space* é criar um volume disponível no topo do tanque para acomodar a expansão do HTF, devido ao aumento de temperatura [19].

Quanto à inclusão do *ullage space* no balanço de energia do tanque, que era um dos objectivos iniciais deste trabalho, este acabou por não ser realizado, devido à análise energética explicada de seguida.

Verificou-se que a quantidade de energia sensível que poderia ser armazenada no *ullage space* era muito baixa em relação à quantidade de energia que poderia ser armazenada no HSM contido no tanque. Esta conclusão foi baseada nos seguintes dados e cálculos:

- o tanque tinha um raio de 9,1 m [18];
- no tanque, a altura ocupada pelo *ullage space* era 0,9 m [18]. Foi considerada uma altura constante, ainda que a altura do *ullage space* varie ligeiramente. Na realidade a altura do *ullage space* diminui ligeiramente com o aumento da altura da zona isotérmica quente. Por outro lado, a altura do HSM era 12,4 m [18]. Esta altura também foi considerada constante, sendo que a sua variação ocorreria pelo ligeiro aumento da altura da zona isotérmica quente;
- o *ullage space* era constituído por azoto (N_2) e por vaporizados de Caloria-HT 43 [18]; considerou-se, para efeitos de cálculo, que era totalmente constituído por azoto;
- o *ullage space* era mantido à pressão manométrica de 2240 Pa [18], mas para efeitos de cálculo foram consideradas as propriedades do azoto à pressão atmosférica;
- a temperatura de referência considerada foi a temperatura mínima ($T_{min}= 179,2\text{ }^{\circ}\text{C}$). A temperatura máxima, a que os materiais são aquecidos, é a temperatura máxima considerada ($T_{max}=295,2\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- as propriedades quer do azoto, quer do HSM foram calculadas para T_{max} ;
- as propriedades do azoto (massa volúmica e calor específico) foram calculadas por interpolação linear para T_{max} , a partir de uma tabela de propriedades do azoto em função da temperatura [69]; as propriedades do HSM foram calculadas a partir das propriedades apresentadas na Tabela 5.1 e na Tabela 5.2 e as propriedades efectivas a partir da equação (5.2);

$$V_i = \pi r^2 h_i \quad (5.29)$$

$$E_{ullage} = V_{ullage} \cdot \rho_{N_2} \cdot Cp_{N_2} \cdot (T_{max} - T_{min}) \quad (5.30)$$

$$E_{HSM} = V_{HSM} \cdot (\rho Cp)_{eff} \cdot (T_{max} - T_{min}) \quad (5.31)$$

Em que:

V: volume [m^3];

r^2 : raio do tanque único [m];

h: altura [m];

E_{ullage} : energia máxima armazenável no *ullage space* [J];

E_{HSM} : energia máxima armazenável no HSM [J];

ρ : massa volúmica [kg/m^3];

C_p : calor específico a pressão constante [J/(kg.K)];

T : Temperatura [K];

i : *ullage space* ou HSM;

A partir dos dados referidos e dos cálculos efectuados resultou que a energia máxima armazenável no *ullage space* é apenas 0,0014% da energia máxima armazenável no HSM.

Assim, para o estudo do balanço energético do *ullage space* foi efectuado algum trabalho de modelação exploratório, mas, pelo referido anteriormente, devido à sua muito pequena relevância energética face à energia térmica armazenável no tanque, não serão apresentados resultados sobre o estudo energético do mesmo.

6 Conclusões e trabalho futuro

Conclusões

O presente trabalho incidiu sobre o estudo do funcionamento de um sistema de armazenamento de energia térmica em tanque único. Mais precisamente procedeu-se ao estudo da degradação do *thermocline* e à determinação da perda de carga.

Isto foi efectuado através da introdução de funcionalidades num modelo unidimensional validado [59], de onde se obtiveram resultados. Posteriormente foi desenvolvida uma metodologia para análise dos resultados obtidos.

A análise de resultados do estudo da degradação do *thermocline*, permitiu constatar o seguinte:

- que existe uma maior taxa de degradação do *thermocline* nas primeiras operações efectuadas logo, uma maior degradação do mesmo nestas operações. Como tal, ainda que o *thermocline* se degrade continuamente, a taxa de degradação diminui à medida que as operações ocorrem;
- que existe maior degradação do *thermocline* nas operações de descarga, que nas de carga;
- que a porosidade tem uma influência pouco significativa na taxa de degradação do *thermocline*;
- que um maior caudal mássico de armazenamento e de extracção implicam maior degradação do *thermocline*;

Por sua vez, a determinação da perda de carga permitiu constatar o seguinte:

- que quanto maior é a altura da zona isotérmica quente, ou seja, quanto maior é a quantidade de HSM à temperatura máxima, menor é a perda de carga total verificada;

Em suma, o presente trabalho cumpriu os objectivos propostos, contribuindo para um maior conhecimento e investigação acerca deste tipo de sistema.

Trabalho futuro

Através do presente trabalho foi possível estudar alguns aspectos do sistema de armazenamento em tanque único. Contudo, existem vários aspectos de operação e controlo deste tipo de sistema que necessitam de ser estudados para se conhecer a sua influência no desempenho energético/económico da central.

Um desses aspectos é a questão de como gerir o *thermocline*. Da informação obtida, os possíveis modos de efectuar esta gestão são os seguintes:

- é escolhida uma determinada temperatura elevada (T_{boundary}) para o fluido de armazenamento, ou seja, T_{boundary} é uma temperatura elevada inferior à temperatura máxima do fluido de armazenamento, que ainda permite condições de estabilidade para a geração de vapor e boa eficiência do ciclo de Rankine. No protótipo de tanque único

da central Valle 2 T_{boundary} era de 340 °C, enquanto a temperatura máxima de projecto para o fluido de armazenamento era de 398 °C e a temperatura mínima era de 292 °C [48]. A partir daqui, o fluido de armazenamento a temperaturas superiores a T_{boundary} é/pode ser descarregado do tanque. Já o fluido a temperaturas inferiores a T_{boundary} é utilizado para carregar o tanque, ou seja, é encaminhado ou para o campo solar ou para o permutador de calor fluido de transporte-fluido de armazenamento;

- quando o *thermocline* se apresente muito degradado poderá ser efectuada a designada regeneração do *thermocline*. Este procedimento consiste em forçar uma carga ou descarga total do tanque, para que o mesmo fique isotérmico, começando o *thermocline* a ser regenerado na operação seguinte;

Assim, a modelação do funcionamento da central considerando estes diferentes modos de operação afigura-se como importante para conhecer a influência de cada modo no desempenho geral da central. Afigura-se como muito importante o estudo de variáveis como T_{boundary} e a análise do processo de regeneração do *thermocline*. Sobre este último modo salienta-se o estudo dos seguintes aspectos: a frequência de regeneração do mesmo para se conseguir extrair do tanque a quantidade de energia desejada, a quantificação da influência do processo de carga ou descarga total do tanque no desempenho da central, pois esta carga ou descarga total do tanque requer tempo e, durante esse tempo, a central não estará a entregar energia elétrica à rede, produzida a partir do sistema de armazenamento.

Outra sugestão de trabalho futuro é a realização do estudo da degradação do *thermocline* para um valor do caudal de extracção constante (pelas razões mencionadas) e, para valores de caudal de armazenamento variáveis.

Além disso, sugere-se o desenvolvimento do modelo unidimensional, de forma a que este possibilite o cálculo da transferência de calor no HSM, durante períodos de *standby*.

7 Referências Bibliográficas

- [1] J. Melorose, R. Perroy, and S. Careas, “The Economic and Reliability Benefits of CSP with Thermal Energy Storage: Recent Studies and Research Needs,” 2012.
- [2] “Renewable Energy,” 2013. [Online]. Available: <http://www.iea.org/aboutus/faqs/renewableenergy/>. [Accessed: 09-Sep-2015].
- [3] REN21, “Renewables 2015 Global Status Report,” pp. 4–5, 2014.
- [4] IEA, “World Energy Outlook. Executive Summary,” p. 4, 2014.
- [5] International Energy Agency, “Tracking Clean Energy Progress 2014 Tracking Clean Energy Progress,” p. 84, 2014.
- [6] Lovegrove and Stein, *Introduction to concentrating solar power (CSP) technology*. 2012.
- [7] IEA, “Technology Roadmap,” 2014.
- [8] “Concentrating Solar Power Projects in China.” [Online]. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/by_country_detail.cfm/country=CN. [Accessed: 08-Dec-2016].
- [9] S. E. Institute, “Leading The Energy Transition: Factbook: Concentrating Solar Power,” no. June, p. 68, 2013.
- [10] EurObserv’ER, “Solar thermal and concentrated solar power barometer,” no. may, pp. 1–18, 2014.
- [11] S. Seage, “The Sun Shines Bright on Concentration Solar Power,” *Abengoa Invest. Day Present.*, no. April, 2011.
- [12] I.-E. & IRENA, “Concentrating Solar Power,” *Energy Comm. R. Swedish Acad. Sci.*, no. April, pp. 8–15, 2013.
- [13] K. Lovegrove, J. Wyder, A. Agrawal, and D. Boruah, “Concentrating Solar Power in India,” 2011.
- [14] IEA, “Technology Roadmap: Concentrating Solar Power,” 2010.
- [15] H. M. Muye, *Predictive Performance Simulation of Concentrated Solar Power Technologies in Three Selected Cities in Northern Nigeria*. Anchor Academic Publishing, 2015. ISBN: 978-3-95489-499-4
- [16] “Datasheet receptor SCHOTT PTR 79 4th generation,” 2015. [Online]. Available: http://www.schott.com/csp/english/download/schott_ptr70_4th_generation_brochure.pdf. [Accessed: 13-Mar-2016].
- [17] M. J. Wagner and G. Zhu, “A Direct-Steam Linear Fresnel Performance Model for NREL’S System Advisor Model,” *ASME 2012 6th Int. Conf. Energy Sustain. Parts A B*, pp. 459–468, 2012.
- [18] S. E. Faas, L. R. Thorne, E. A. Fuchs, and N. D. Gilbertsen, “10 MWe Solar Thermal Central Receiver Pilot Plant: Thermal Storage Subsystem Evaluation - Final Report,” 1986.

- [19] C. Libby, “Solar Thermocline Storage Systems. Preliminary Design Study,” 2010.
- [20] International Energy Agency, “Renewable Energy Essentials: Concentrating Solar Thermal Power,” *Outlook*, pp. 1–4, 2009.
- [21] “Datasheet The HelioBooster™,” 2011. [Online]. Available: http://www.heliofocus.com/wp-content/uploads/13100101_Heliobooster-Datasheet1.pdf. [Accessed: 22-Jun-2016].
- [22] C. Turchi, M. Mehos, C. K. Ho, and G. J. Kolb, “Current and Future Costs for Parabolic Trough and Power Tower Systems in the US Market Preprint,” *Renew. Energy*, no. October, p. 11, 2010.
- [23] SunShot, “Concentrating Solar Power : Technologies , Cost , and Performance,” 2012.
- [24] NREL, “NREL: TroughNet - Parabolic Trough Power Plant System Technology,” 2008. [Online]. Available: http://www.nrel.gov/csp/troughnet/power_plant_systems.html. [Accessed: 01-Mar-2016].
- [25] M. Medrano, A. Gil, I. Martorell, X. Potau, and L. F. Cabeza, *State of the art on high-temperature thermal energy storage for power generation. Part 2-Case studies*, vol. 14, no. 1. 2010.
- [26] N. Solar, A. Solar, B. H. Hashem, and M. Selig, “Can Fresnel outperform parabolic trough ?,” 2012. [Online]. Available: <http://social.csptoday.com/technology/can-fresnel-outperform-parabolic-trough>. [Accessed: 16-Sep-2015].
- [27] G. Kolb, C. Ho, T. Mancini, and J. Gary, “Power tower technology roadmap and cost reduction plan,” *SAND2011-2419, Sandia*, no. April, p. 38, 2011.
- [28] R. W. Bradshaw, D. B. Dawson, W. De la Rosa, R. Gilbert, S. H. Goods, M. J. Hale, P. Jacobs, S. a. Jones, G. J. Kolb, J. E. Pacheco, M. R. Prairie, H. E. Reilly, S. K. Showalter, and L. L. Vant-Hull, “Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project,” *Contract*, no. January, p. 294, 2002.
- [29] IRENA, “Concentrating Solar Power,” *Compr. Renew. Energy*, vol. 3, no. 2, pp. 595–636, 2012.
- [30] “Power Tower Projects.” [Online]. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/power_tower.cfm. [Accessed: 08-Dec-2016].
- [31] International Energy Agency, “Solar Energy Perspectives,” 2011.
- [32] SolarPEIS, “Concentrating Solar Power (CSP) Technologies.” [Online]. Available: <http://solareis.anl.gov/guide/solar/csp/index.cfm>. [Accessed: 22-Sep-2015].
- [33] “Concentrated solar power - Parabolic Dish,” 2010. [Online]. Available: <https://www.mtholyoke.edu/~wang30y/csp/ParabolicDish.html>. [Accessed: 20-Sep-2015].
- [34] E. Yuzugullu, *Synergies for Sustainable Energy*. Artech House, 2013. ISBN: 978 - 1608075430
- [35] A. Sharma, V. V. Tyagi, C. R. Chen, and D. Buddhi, “Review on thermal energy storage with phase change materials and applications,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 2, pp. 318–345, 2009.

- [36] P. Dolado, A. Gil, M. Medrano, I. Martorell, A. La, and L. F. Cabeza, “State of the art on high temperature thermal energy storage for power generation . Part 1 — Concepts , materials and modellization,” vol. 14, pp. 31–55, 2010.
- [37] R. Bayón, E. Rojas, and E. Rivas, “Effect of storage medium properties in the performance of thermocline tanks,” *SolarPACES 2012 Conf. Marrakech*, 2012.
- [38] H. Price, “A Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model Preprint,” no. January, 2003.
- [39] J. E. Pacheco, S. K. Showalter, and W. J. Kolb, “Development of a Molten-Salt Thermocline Thermal Storage System for Parabolic Trough Plants,” *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 124, no. 2, p. 153, 2002.
- [40] R. Bayón and E. Rojas, “Simulation of thermocline storage for solar thermal power plants: From dimensionless results to prototypes and real-size tanks,” *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 60, no. 1, pp. 713–721, 2013.
- [41] J. Kopp and R. F. Boehm, “Comparison of two-tank indirect thermal storage designs for solar parabolic trough power plants,” 2009.
- [42] Sandia National Laboratories, “DOE global energy storage database - Andasol 1 CSP Solar Power Plant,” 2016. [Online]. Available: <http://www.energystorageexchange.org/>.
- [43] “Andasol-1,” 2015. [Online]. Available: http://www.nrel.gov/csp/solarpaces/project_detail.cfm/projectID=3. [Accessed: 01-Nov-2015].
- [44] S. M. Flueckiger, Z. Yang, and S. V. Garimella, “Review of Molten-Salt Thermocline Tank Modeling for Solar Thermal Energy Storage,” *Heat Transf. Eng.*, vol. 34, no. April, pp. 787–800, 2013.
- [45] R. G. Reddy, B. Wu, and R. D. Rogers, “Ionic Liquids as Thermal Energy Storage Media for Solar Thermal Electric Power Systems,” 2001.
- [46] S. Flueckiger, Z. Yang, and S. V. Garimella, “Thermocline Energy Storage in the Solar One Power Plant: An Experimentally Validated Thermomechanical Investigation,” pp. 1–7, 2011.
- [47] Sener, “Single-Tank System for Thermal Storage.” pp. 34–35, 2011.
- [48] P. Querol, J. Olano, T. Velasco, and J. E. Arevalo, “Single tank thermal storage prototype,” *SolarPACES 2012, Marrakesh*, 2012.
- [49] S. M. Flueckiger and S. V. Garimella, “Second-law analysis of molten-salt thermal energy storage in thermoclines,” *Sol. Energy*, vol. 86, no. 5, pp. 1621–1631, 2012.
- [50] R. W. Bradshaw and N. P. Siegel, “Molten Nitrate Salt Development for Thermal Energy Storage in Parabolic Trough Solar Power Systems,” *Proc. ES2008*, pp. 1–7, 2008.
- [51] Z. Yang, “Thermal analysis of solar thermal energy storage in a molten-salt thermocline,” 2010.
- [52] S. M. Flueckiger, B. D. Iverson, S. V. Garimella, and J. E. Pacheco, “System-level simulation of a solar power tower plant with thermocline thermal energy storage,” *Appl. Energy*, vol. 113, pp. 86–96, 2014.

- [53] Z. Yang, “Molten Salt Thermal Energy Storage in Thermoclines under Different Environmental Boundary Conditions,” 2010.
- [54] C. Xu, Z. Wang, Y. He, X. Li, and F. Bai, “Parametric study and standby behavior of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system,” *Renew. Energy*, vol. 48, pp. 1–9, 2012.
- [55] C. Xu, Z. Wang, Y. He, X. Li, and F. Bai, “Sensitivity analysis of the numerical study on the thermal performance of a packed-bed molten salt thermocline thermal storage system,” *Appl. Energy*, vol. 92, pp. 65–75, 2012.
- [56] J. T. Van Lew, P. W. Li, C. L. Chan, W. Karaki, and J. Stephens, “Transient Heat Delivery and Storage Process in a Thermocline Heat Storage System,” *Imece2009, Vol 6*, pp. 139–148, 2010.
- [57] T. E. W. Schumann, “Heat transfer: A liquid flowing through a porous prism,” *J. Franklin Inst.*, vol. 208, no. 3, pp. 405–416, Sep. 1929.
- [58] Z. Yang and S. V. Garimella, “Cyclic operation of molten-salt thermal energy storage in thermoclines for solar power plants,” *Appl. Energy*, vol. 103, pp. 256–265, 2013.
- [59] P. Azevedo, T. Ferreira, and J. F. Mendes, “Single-tank thermal energy storage: a 1D model mathematical approach and experimental validation,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 53, no. 9, pp. 1689–1699, 2015.
- [60] M. Mota, A. Teixeira, A. Yelshin, J. A. Teixeira, and A. Yelshin, “Image analysis of packed beds of spherical particles of different sizes,” *Sep. Purif. Technol.*, vol. 15, no. 4, pp. 59–68, 1999.
- [61] M. Rhodes, *Introduction to Particle Technology*, 2^o ed. John Wiley and Sons, 2008. ISBN: 978-0-470-01428-8
- [62] S. Ergun and A. A. Orning, “Fluid Flow through Packed Columns,” *Chem. Eng. Prog.*, vol. 48, pp. 89–94, 1952.
- [63] “Packed Bed Reynolds Number.” [Online]. Available: https://neutrium.net/fluid_flow/packed-bed-reynolds-number/. [Accessed: 29-Oct-2015].
- [64] R. G. Holdich, *Fundamentals of Particle Technology*. Midland Information Technology and Publishing, 2002. ISBN: 0-9543881-0-0
- [65] J. Trahana, A. Grazianib, D. Y. Goswamia, E. Stefanakosa, C. Jotshia, and N. Goelc, “Evaluation of pressure drop and particle sphericity for an air-rock bed thermal energy storage system,” *Energy Procedia*, vol. 57, pp. 633–642, 2014.
- [66] J. Yan, *Handbook of Clean Energy Systems*. John Wiley and Sons, 2015. ISBN: 978-1-118-38858-7
- [67] R. Walker, “Mass , Weight , Density or Specific Gravity of Water at Various Temperatures,” 2007. [Online]. Available: http://www.simetric.co.uk/si_materials.htm. [Accessed: 02-Feb-2016].
- [68] W. Powrie, *Soil Mechanics - Concepts and Applications*, 2^o ed. Spoon Press, 2004. ISBN: 0-415-31155-1
- [69] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, T. L. Bergman, and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7^o ed. John Wiley and Sons, 2011. ISBN: 978-0470-50197-9

- [70] “The Rankine cycle.” [Online]. Available: <http://twi.mpei.ac.ru/TTHB/2/KiSyShe/eng/Chapter11/11-2-The-Rankine-cycle.html>. [Accessed: 20-Sep-2015].

Anexos

Anexo A.1: Equações $\theta^*(t)$ para ciclos de operação do tipo I e do tipo II

De seguida apresentam-se as equações do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para ciclos de operação do tipo I e do tipo II

O ângulo θ^* da operação final está representado na última coluna das tabelas.

Na tabela A.1.1 diz respeito aos ciclos do tipo I e a Tabela A.1.2 aos ciclos do tipo II.

É de ressaltar que as operações finais (últimas operações consideradas dado o critério de paragem) foram descarga para os ciclos tipo I e carga para os ciclos tipo II. Os cálculos dos perfis de temperatura foram efectuados, como referido, considerando as propriedades do HSM, dependentes da temperatura.

Tabela A.1.1 - Equações do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para ciclos de operação do tipo I.

Duração das operações [h]	$\theta^*_{\text{cargas}}(t)$	$\theta^*_{\text{descargas}}(t)$	$\theta^*_{\text{final}}(t_{\text{final}})$
8	$\theta^*(t) = 0,0007t^2 - 0,1766t + 88,638$ $R^2 = 0,9981$	$\theta^*(t) = 0,0005t^2 - 0,1468t + 85,847$ $R^2 = 0,9991$	76,36°
7	$\theta^*(t) = 0,0004t^2 - 0,1516t + 88,142$ $R^2 = 0,9962$	$\theta^*(t) = 0,0003t^2 - 0,1293t + 85,68$ $R^2 = 0,9979$	74,05°
6	$\theta^*(t) = 0,0003t^2 - 0,1311t + 87,58$ $R^2 = 0,9945$	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,1148t + 85,495$ $R^2 = 0,9967$	71,81°
5	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,111t + 86,866$ $R^2 = 0,993$	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,0995t + 85,178$ $R^2 = 0,9952$	69,01°
4	$\theta^*(t) = 0,0001t^2 - 0,0957t + 86,129$ $R^2 = 0,9919$	$\theta^*(t) = 0,0001t^2 - 0,0874t + 84,85$ $R^2 = 0,9939$	66,35°
3	$\theta^*(t) = 7 \cdot 10^{-5}t^2 - 0,0799t + 85,151$ $R^2 = 0,9908$	$\theta^*(t) = 7 \cdot 10^{-5}t^2 - 0,0743t + 84,306$ $R^2 = 0,9925$	62,80°

Tabela A.1.2 - Equações do ângulo θ^* em função do tempo decorrido para ciclos de operação do tipo II

Duração das operações [h]	$\theta^*_{\text{descargas}}(t)$	$\theta^*_{\text{cargas}}(t)$	$\theta^*_{\text{final carga}} (t_{\text{final}})$
8	$\theta^*(t) = 0,0007t^2 - 0,1766t + 88,638$ $R^2 = 0,9981$	$\theta^*(t) = 0,0007t^2 - 0,1766t + 88,638$ $R^2 = 0,9981$	78,04°
7	$\theta^*(t) = 0,0004t^2 - 0,1424t + 85,795$ $R^2 = 0,9963$	$\theta^*(t) = 0,0003t^2 - 0,1304t + 87,276$ $R^2 = 0,9984$	75,33°
6	$\theta^*(t) = 0,0003t^2 - 0,124t + 85,622$ $R^2 = 0,9948$	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,1172t + 86,871$ $R^2 = 0,9973$	72,67°
5	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,108t + 85,369$ $R^2 = 0,9935$	$\theta^*(t) = 0,0002t^2 - 0,1046t + 86,389$ $R^2 = 0,996$	69,76°
4	$\theta^*(t) = 0,0001t^2 - 0,0923t + 84,949$ $R^2 = 0,9924$	$\theta^*(t) = 0,0001t^2 - 0,0913t + 85,749$ $R^2 = 0,9947$	66,24°
3	$\theta^*(t) = 7 \cdot 10^{-5}t^2 - 0,0786t + 84,386$ $R^2 = 0,9913$	$\theta^*(t) = 7 \cdot 10^{-5}t^2 - 0,079t + 84,959$ $R^2 = 0,9931$	62,35°